



**Universidade de
Aveiro
2009**

Departamento de Engenharia Mecânica

**Rui Alexandre
Paiva Santos**

**Sistemas de pressurização de água para corte por
jacto de água**



**Universidade de
Aveiro
2009**

Departamento de Engenharia Mecânica

**Rui Alexandre
Paiva Santos**

Sistemas de pressurização de água para corte por jacto de água

dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Vítor António Ferreira da Costa, professor associado com agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Dedico este trabalho ao meu filho, à minha esposa e aos meus pais.

“Vencer não é nada, se não se teve muito trabalho;
fracassar não é nada se se fez o melhor possível.”
(Nadia Boulanger, pianista)

o júri

presidente

Prof. Dr. João Paulo Davim Tavares da Silva

professor associado com agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Prof. Dr. António Manuel Mendes Raimundo

professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

Prof. Dr. Vítor António Ferreira da Costa

professor associado com agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Ao Professor Vítor António Ferreira da Costa, pela disponibilidade, incentivo e empenho aplicados na condução deste trabalho.

À minha esposa, pelo incansável apoio e dedicação.

Ao meu irmão, por ser um exemplo de vida e de coragem.

Aos meus pais, a quem devo o meu ser.

A todos os que directa ou indirectamente contribuíram para a realização deste trabalho.

palavras-chave

Corte por jacto de água; bomba de alta pressão; decisão multi-critérios; processo de análise hierárquica; intensificador duplo efeito; accionamento directo.

resumo

Com este trabalho pretende-se seleccionar a melhor bomba de alta pressão para o corte por jacto de água, em função de critérios bem definidos. Será efectuada uma descrição do processo de corte por jacto de água, e das tecnologias que permitem pressurizar a água para o corte por jacto de água, disponíveis no mercado. Serão também apresentadas algumas soluções que não chegaram a ser comercializadas, por diferentes razões. O processo de análise hierárquica será utilizado como apoio à decisão.

keywords

Waterjet cutting; high pressure pump; multi-criteria decision making; Analytic hierarchy process; double effect intensifier; direct drive

abstract

The objective of the current work is to select the best high-pressure pump to use in waterjet cutting systems, based in specific criteria. Besides presenting the equipment and technologies that are currently available in the market to achieve high-pressurized water, some that weren't commercialized will also be described. The decision process will be done with the help of the Analytic hierarchy process.

Capítulo 1 – Introdução.....	1
1.1. Objectivos.....	2
1.2. Estrutura.....	2
Capítulo 2 – Enquadramento.....	3
2.1. Introdução histórica.....	4
2.2. O corte por jacto de água.....	5
Capítulo 3 – Componentes de um sistema de corte por jacto de água.....	11
3.1. Bomba.....	12
3.2. Água pura.....	13
3.3. Abrasivo.....	15
Capítulo 4 – Tipos de bombas de alta pressão.....	18
4.1. De accionamento directo.....	24
4.2. De intensificador.....	26
4.3. Outros desenvolvimentos.....	32
Capítulo 5 – Selecção de uma bomba de alta pressão.....	39
5.1. Critérios.....	39
5.2. Metodologia para decisão com critérios múltiplos.....	40
5.3. Aplicação à selecção de uma bomba de alta pressão.....	49
5.4. Selecção.....	68
Capítulo 6 – Conclusões.....	70

Bibliografia.....	72
-------------------	----

Figura 2.1 – Exemplo de pavimento em mármore obtido por corte por jacto de água - Fonte: www.tileandmarble.com , acedido em Fevereiro/2009.....	3
Figura 2.2 – Representação esquemática de escoamento numa conduta - Fonte: www.wikipedia.org , acedido em Fevereiro/2009.....	5
Figura 2.3 – Curva Pressão/Velocidade de escoamento.....	7
Figura 2.4 – Exemplos de materiais cortados por jacto de água sem recurso a abrasivo - Fonte: www.en.bhdt.at , acedido em Fevereiro/2009.....	7
Figura 2.5 – Exemplos de peças cortadas por jacto de água com adição de abrasivo - Fonte: www.omax.com , acedido em Fevereiro/2009.....	8
Figura 2.6 – Aspecto de acabamento superficial da zona de corte - Fonte: Abrasive Waterjet Cutting - Accustream Waterjet.....	8
Figura 2.7 – Atraso entre a entrada e a saída do jacto na peça - Fonte: The state-of-the-art of precision abrasive waterjet cutting - John Olsen and Jiyue Zeng.....	8
Figura 2.8 – Esquema de secção da zona de corte obtido por jacto de água - Fonte: Abrasive Waterjet Cutting - Accustream Waterjet.....	9
Figura 2.9 - Cabeça de corte OMAX com inclinação da ferramenta de corte - Fonte: www.omax.com , acedido em Fevereiro/2009.....	9
Figura 3.1 – Exemplos de indicadores de fugas em componentes e acessórios de alta pressão - Fonte: www.flowcorp.com , acedido em Março/2009.....	11
Figura 3.2 – Funcionamento esquemático de bomba de êmbolo - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	13
Figura 3.3 – União roscada de alta pressão - Fonte: www.jetedge.com , acedido em Junho/2009.....	14
Figura 3.4 – Cabeça de corte água pura – Fonte www.kmtgroup.com/waterjet/ , acedido em Junho/2009.....	14
Figura 3.5 – Pormenor da válvula de abertura e fecho de água.....	15

Figura 3.6 – Esquema do princípio usado no processo de aspiração do abrasivo – Fonte: www.wikipedia.org , acessido em Maio/2009.....	16
Figura 3.7 – Esquema do processo de mistura do abrasivo - Fonte: Abrasive Waterjet Cutting - Accustream Waterjet.....	16
Figura 3.8 – Cabeça de corte com abrasivo – Fonte www.kmtgroup.com/waterjet/ , acessido em Junho/2009.....	17
Figura 4.1 – Coeficientes de descarga de orifícios - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	22
Figura 4.2 – Corte esquemático de bomba de accionamento directo - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	24
Figura 4.3 – Variação de caudal numa bomba de accionamento directo de três êmbolos - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	25
Figura 4.4 – Variação de caudal numa bomba de accionamento directo de cinco êmbolos - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	25
Figura 4.5 – Princípio de funcionamento do intensificador - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	26
Figura 4.6 – Esquema do intensificador de duplo efeito - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	27
Figura 4.7 – Esquema do intensificador de duplo efeito com atenuador - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	28
Figura 4.8 – Esquema completo de bomba de intensificador de duplo efeito - Fonte: www.flowcorp.com , acessido em Março/2009.....	28
Figura 4.9 – Esquema de funcionamento do intensificador desfasado - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	29
Figura 4.10 – Gráfico comparativo de flutuação de pressão entre bomba de intensificador de duplo efeito com atenuador, e intensificador com êmbolos desfasados - Fonte: Waterjet Technology – David A. Summers.....	29
Figura 4.11 – Esquema funcional de bomba de intensificador rotativo - Fonte: Gene G. Yie, A Pulsation-Free Fluid Pressure Intensifier.....	33

Figura 4.12 – Esquema de ligação de vários intensificadores com uma válvula rotativa - Fonte: Gene G. Yie, A Pulsation-Free Fluid Pressure Intensifier.....	34
Figura 4.13 – Corte esquemático de intensificador rotativo - Fonte: Gene G. Yie, A Pulsation-Free Fluid Pressure Intensifier.....	34
Figura 4.14 – Êmbolos montados no interior do cilindro de intensificador rotativo - Fonte: Gene G. Yie, A Pulsation-Free Fluid Pressure Intensifier.....	35
Figura 4.15 – Esquema de funcionamento de bomba de intensificador de ar comprimido - Fonte: Liquid Pump Catalog, Haskel International Inc.....	36
Figura 4.16 – Esquema de funcionamento de bomba de accionamento directo axial - Fonte: Gene G. Yie, The Development of New Waterjet Pumps.....	37
Figura 4.17 – Êmbolos montados na bomba de accionamento directo axial - Fonte: Gene G. Yie, The Development of New Waterjet Pumps.....	38
Figura 4.18 – Imagem de bomba de intensificador de duplo efeito servo-comandada - Fonte: www.sugino.com , acedido em Junho/2009.....	38
Figura 4.19 – Imagem de bomba de accionamento directo com tecnologia PCV - Fonte: www.flowcorp.com , acedido em Março/2009.....	39
Figura 5.1 – Hierarquia da escolha entre três peças de fruta da mesma qualidade, baseada na dimensão.....	42
Figura 5.2 – Tabela de comparação volumétrica das três peças de fruta – Fonte: Decision Making – The Analytic Hierarchy and Network Processes (AHP/ANP), Thomas L. Saaty.....	43
Figura 5.3 – Tabela de comparação volumétrica normalizada das três peças de fruta, com vector de prioridades – Fonte: Decision Making – The Analytic Hierarchy and Network Processes (AHP/ANP), Thomas L. Saaty.....	44
Figura 5.4 – Escala Fundamental de Valores Absolutos.....	45
Figura 5.5 – Escala de Índices Aleatórios.....	46
Figura 5.6 – Estrutura hierárquica do caso de estudo de mudança de instalações de uma empresa.....	47
Figura 5.7 – Gráfico Peso por Critério.....	53

Figura 5.8 – Gráfico comparativo das pontuações ponderadas por tipo de bomba.....	67
Figura 5.9 – Gráfico comparativo de pontuação ponderada para bombas de intensificador.....	67
Figura 5.10 – Gráfico comparativo de pontuação ponderada para bombas de accionamento directo.....	68
Figura 5.11 – Gráfico com a pontuação total ponderada por tipo de bomba.....	69

Tabela 4.1 – Velocidades de corte para diversos materiais – Fonte: www.iwmwaterjet.com , acedido em Março/2009.....	19
Tabela 5.1 –Características a analisar.....	41
Tabela 5.2 – Tabela de comparação binária de critérios.....	48
Tabela 5.3 – Tabela de comparação binária de critérios, com autovectores e autovalores..	48
Tabela 5.4 – Comparação binária de destinos por preço da propriedade.....	49
Tabela 5.5 – Comparação binária de destinos por distância aos fornecedores.....	49
Tabela 5.6 – Comparação binária de destinos por qualidade dos técnicos.....	49
Tabela 5.7 – Comparação binária de destinos por custo do trabalho.....	49
Tabela 5.8 – Comparação binária de critérios na selecção de uma bomba de alta pressão.....	51
Tabela 5.9 – Comparação binária de critérios na selecção de uma bomba de alta pressão após normalização.....	52
Tabela 5.10 – Bombas de alta pressão a serem comparadas.....	54
Tabela 5.11 – Tabela comparativa da longevidade de vedantes por tipo de bomba.....	55
Tabela 5.12 – Tabela comparativa da adaptabilidade de pressão por tipo de bomba.....	56
Tabela 5.13 – Tabela comparativa da flutuação de pressão por tipo de bomba.....	57
Tabela 5.14 – Tabela comparativa da pressão máxima por tipo de bomba.....	58
Tabela 5.15 – Tabela comparativa da eficiência energética por tipo de bomba.....	59
Tabela 5.16 – Tabela comparativa da facilidade de manutenção por tipo de bomba.....	60
Tabela 5.17 – Tabela comparativa do custo inicial por tipo de bomba.....	61
Tabela 5.18 – Tabela comparativa da facilidade de regulação por tipo de bomba.....	62

Tabela 5.19 – Tabela comparativa do ruído de funcionamento por tipo de bomba.....	63
Tabela 5.20 – Tabela comparativa da limpeza por tipo de bomba.....	64
Tabela 5.21 – Tabela resumo de critérios por tipo de bomba.....	66
Tabela 5.22 – Tabela resultante da aplicação do Processo de Análise Hierárquica.....	66

Introdução

O presente trabalho integra-se no Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica.

Pretende-se com este trabalho apresentar a tecnologia de corte por jacto de água, e estabelecer critérios para a selecção da melhor técnica de pressurização da água para ser utilizada para esse fim.

Desde cedo o Homem se apercebeu das múltiplas possibilidades do uso da água, além das suas necessidades básicas como meio de sobrevivência, e do enorme potencial que este fluido inerte, inodoro, sem sabor específico e de custo muito reduzido, poderia conter. A sua capacidade para cortar o caminho desejado por entre montanhas e vales de rocha, ou de movimentar moinhos através do simples aproveitamento da energia potencial gravítica são algumas das manifestações que se encontram descritas desde há vários séculos.

Encontraram-se facilmente referências a técnicas de hidro-demolição e escavação de minas de materiais altamente instáveis e inflamáveis com recurso a potentes jactos de água, durante a pesquisa para o presente trabalho. Outra aplicação documentada é o desmantelamento sem detonação de bombas utilizadas para ataques terroristas, com recurso a um jacto de água altamente concentrado e direccionado. Pelos exemplos acima expostos, e pela sua versatilidade inerente, o uso de jactos de água pressurizada está limitado apenas pelo engenho e criatividade humana.

Este trabalho centrar-se-á numa das utilizações que demonstrou, ao longo do tempo, valências e vantagens que levaram à sua adopção crescente no meio industrial, e que é utilizado no processamento de grande variedade de materiais, como iremos descrever mais à frente: O corte por jacto de água.

1.1 Objectivos

Uma das características da água, como fluido, é a de poder transformar a energia que lhe é conferida quando é pressurizada, num jacto de alta velocidade, ao ser forçada a passar por um orifício de reduzidas dimensões.

Pretende-se com este trabalho conhecer melhor os princípios de funcionamento dos equipamentos responsáveis pela pressurização da água necessária para o corte por jacto de água, e seleccionar o que mais se adequa a este efeito.

Apesar desta tecnologia ter aplicações comerciais recentes, começou a ser estudada desde o final da década de 60. Desde então, vários princípios de funcionamento foram estudados, tendo apenas alguns sido convertidos em aplicações comerciais. Iremos também rever este trajecto, com base nas valiosas informações gentilmente fornecidas por alguns fabricantes, e na bibliografia reunida sobre este tema.

1.2 Estrutura

Este trabalho encontra-se dividido em seis capítulos. Após o capítulo introdutório, será feito o enquadramento descritivo e histórico da tecnologia de corte por jacto de água, e suas áreas e formas de aplicação. No terceiro capítulo são expostos os componentes utilizados nos sistemas de água sob pressão com vista ao corte de materiais. No quarto capítulo será apresentado um quadro comparativo das várias tecnologias de pressurização desenvolvidas, com os seus pontos a favor e contra. No quinto capítulo é apresentada a metodologia a utilizar para efectuar uma selecção baseada em múltiplos critérios e, pela aplicação dessa metodologia ao presente caso é seleccionada a tecnologia com maior relevância para aplicações de corte por jacto de água, com base nas apresentadas. Finalmente são apresentadas as conclusões deste trabalho.

Enquadramento

Segundo um estudo publicado por Frost e Sullivan^[2.1], o segmento de mercado de máquinas de corte por jacto de água foi o que maior crescimento teve na indústria de maquinação na última década, nos Estados Unidos. De uma quota de mercado de 50 biliões de dólares, este sector já representa 1 bilião de dólares, apesar da sua recente adopção no meio industrial. Ainda que não seja conhecido nenhum estudo na União Europeia relativamente a este segmento de mercado, sabe-se que nas duas últimas décadas foram muitos os sectores de indústria a adoptar esta tecnologia de corte, tais como os curtumes, a metalomecânica, as rochas ornamentais, a cerâmica e o vidro. A adopção de sistemas de controle computadorizado para movimentar a cabeça de corte, e a integração com ferramentas de CAD-CAM potenciaram a utilização destes equipamentos por utilizadores indiferenciados, aumentando em simultâneo a possibilidade de execução de programas de grande complexidade, por vezes impossíveis de programar manualmente. A limitação ao *design* das peças depende neste momento das características do material a cortar e da imaginação do desenhador.

Como exemplo, no sector das rochas ornamentais é possível, neste momento, cortar todas as peças de uma superfície a pavimentar segundo o plano de construção, como se de as peças de um *puzzle* se tratasse, e montá-las directamente na obra sem correr o risco de haver interferência entre elementos do pavimento, conforme o exemplo da Figura 2.1.

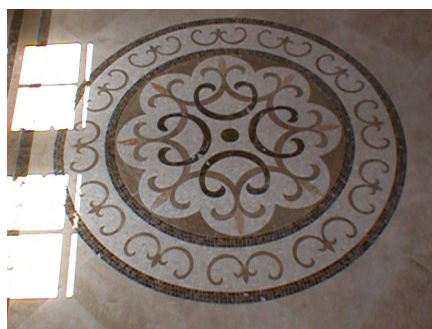


Figura 2.1 – Exemplo de pavimento em mármore obtido por corte por jacto de água.

2.1 Introdução Histórica

A tecnologia de corte por jacto de água foi desenvolvida no final da década de 60 pelo Doutor Norman C. Franz, na Universidade de Michigan. O seu objectivo era descobrir novas formas de fatiar árvores em tábuas. Os primeiros jactos de alta pressão foram obtidos através da colocação de pesos em cima de colunas de água, forçando-a a passar por pequenos orifícios. Foram obtidas pressões superiores às usadas hoje em dia, apesar de apenas por períodos de muito curta duração. De curta duração era também a vida útil dos componentes usados, que se media em minutos, ao invés da dos mais recentes que se mede em centenas de horas ou até de meses de funcionamento.^[2.2]

No início da década de 70 foi instalado o primeiro sistema comercial de corte por jacto de água, desenvolvido por uma empresa que veio a ser adquirida pela Ingersoll Rand. Este permitia cortar material usando uma pressão de até 4000bar.^[2.3]

As baixas forças de reacção, mesmo quando se trabalha a pressões acima dos 4000bar, permitiram uma rápida adopção deste processo para corte tridimensional com recurso a sistemas robotizados, e a adição de abrasivo no fluxo de água tornou possível o corte de materiais de maior dureza, abrindo assim caminho a novas, e porventura mais exigentes, aplicações comerciais.

Desde os primeiros sistemas instalados, até ao dia de hoje, os mesmos princípios básicos são mantidos, tendo-se centrado o desenvolvimento no aumento da durabilidade dos materiais, no aumento das pressões de trabalho (só muito recentemente se conseguiu subir a fasquia dos 4000bar de pressão contínua de trabalho para os 6000bar), na fiabilidade dos componentes envolvidos no processo de obtenção e condução do fluxo de água, e também na adição de abrasivo de forma controlada. O corte de materiais de maior dureza pode ser efectuado recorrendo a uma bomba de 4000bar de pressão máxima, mas ao utilizar 6000bar a velocidade de corte é aumentada em cerca de 20 a 30%, e o gasto de abrasivo reduzido em cerca de 30 a 50%^[2.4].

2.2 O corte por jacto de água

O corte por jacto de água, também conhecido como corte hidrodinâmico, é uma tecnologia de corte avançada que usa um jacto de água, ou de um fluido à base de água, a uma velocidade muito elevada como ferramenta de corte. Para conseguir remover o material da peça a cortar, o fluido é pressurizado de 2000 a 6000bar, passando depois por um orifício de diâmetro muito pequeno, tipicamente de 0,1 a 0,54mm^[2,1], imprimindo-lhe uma velocidade de escoamento que pode ir até três vezes a velocidade do som. Este orifício é vulgarmente de safira ou diamante, para garantir uma vida útil prolongada mesmo nas condições de trabalho mais severas. O resultado é uma ferramenta de corte omnidireccional e constantemente afiada. Para cortar materiais de maior dureza é necessário adicionar um produto abrasivo ao feixe de água, passando o corte a ser efectuado pelo efeito de erosão dos grãos abrasivos ao chocar contra o material a alta velocidade.

O princípio de Bernoulli permite-nos obter a velocidade linear do jacto de água ao sair do orifício de corte, sendo que a equação de Bernoulli descreve o comportamento de um fluido que se move ao longo de uma conduta segundo duas formulações, uma para fluidos incompressíveis e outra para fluidos compressíveis.

O escoamento pode ser representado pela Figura 2.2, e apesar de tal não ser inteiramente verdade, como será justificado no decorrer deste trabalho, nesta fase vamos considerar o fluido como incompressível, dado que apenas pretendemos ter uma ideia aproximada da velocidade de escoamento do jacto.

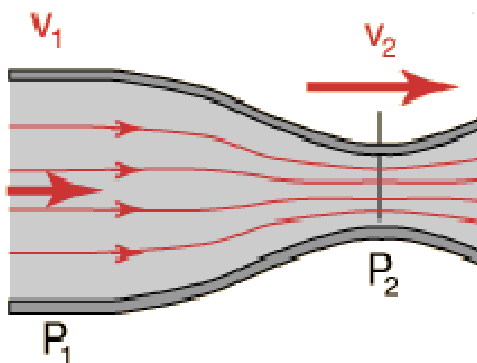


Figura 2.2 – Representação esquemática de escoamento numa conduta.

Segundo o princípio de Bernoulli, a equação que descreve o escoamento no caso da Figura 2.2 será então $p_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho gh_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho gh_2$, com:

V = velocidade do fluido ao longo da conduta

g = aceleração da gravidade

h = altura em relação a um referencial

p = pressão ao longo da conduta

ρ = densidade do fluido

Como nos interessa saber a velocidade de escoamento à saída do orifício de corte, vamos reorganizar a fórmula de modo a obter directamente esse valor.

$$\frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2) = (p_1 - p_2) + \rho g(h_1 - h_2) \Leftrightarrow \frac{1}{2}\rho V_2^2 \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 \right] = (p_1 - p_2) + \rho g(h_1 - h_2)$$

$$\text{Obtemos então } V_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2} \left[p_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_1} \right) + \rho g(h_1 - h_2) \right]}.$$

Considerando as condições específicas do escoamento descrito, podemos simplificar a equação obtida. Assim sendo, como V_2 é muito superior a V_1 , $1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 \approx 1$. Por outro lado, a pressão p_2 é muito inferior a p_1 , e dado que a instalação é horizontal podemos considerar $h_1 = h_2$. Nestas condições, $1 - \frac{p_2}{p_1} \approx 1$, logo a equação que nos dá a velocidade

do fluido de corte à saída do orifício será $V_2 \approx \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}$.

Considerando um orifício de geometria constante, conseguimos obter da equação anterior a curva pressão/velocidade da Figura 2.3.

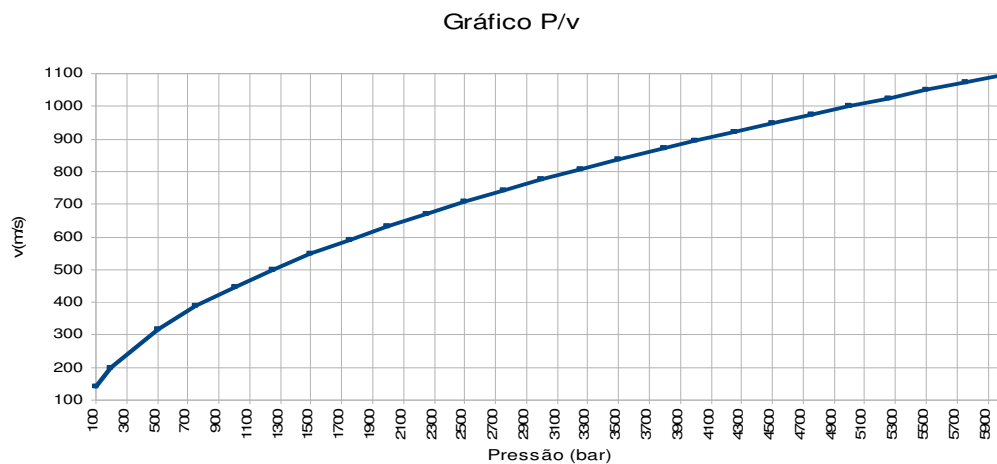


Figura 2.3 – Curva Pressão/Velocidade de escoamento.

De seguida podemos ver alguns exemplos de materiais e cortes efectuados com jacto de água. Podemos ver ainda exemplos de corte (Figuras 2.4 e 2.5) e de acabamento das superfícies de corte (Figuras 2.6 e 2.7), obtidas com velocidades diferentes.



Figura 2.4 – Exemplos de materiais cortados por jacto de água sem recurso a abrasivo.

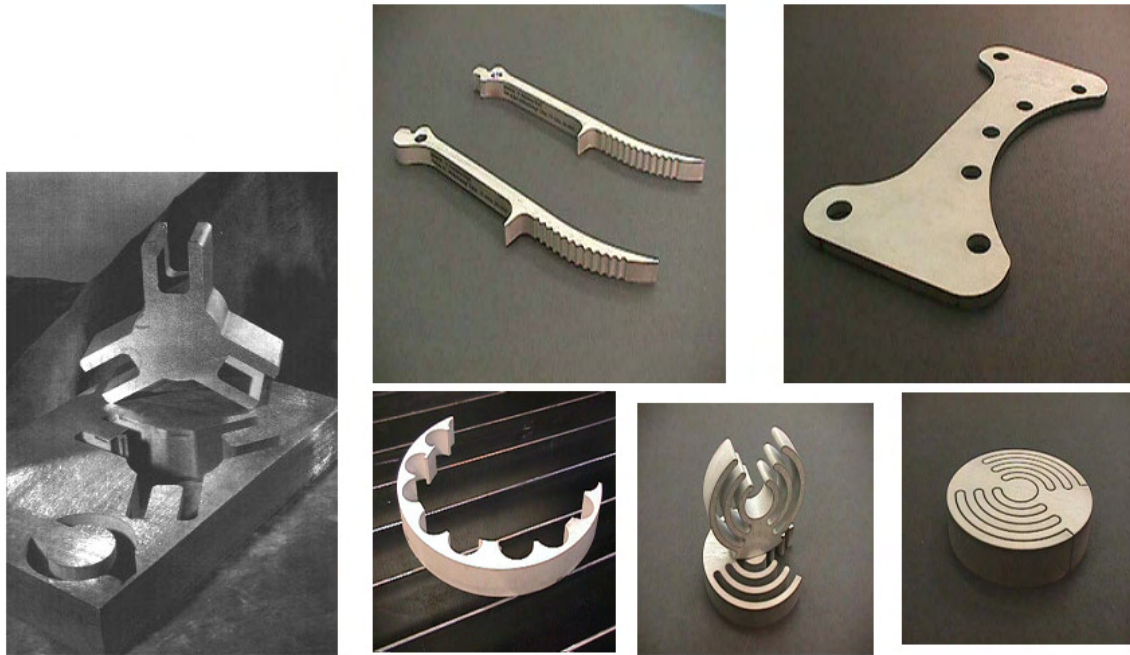


Figura 2.5– Exemplos de peças cortadas por jacto de água com adição de abrasivo.

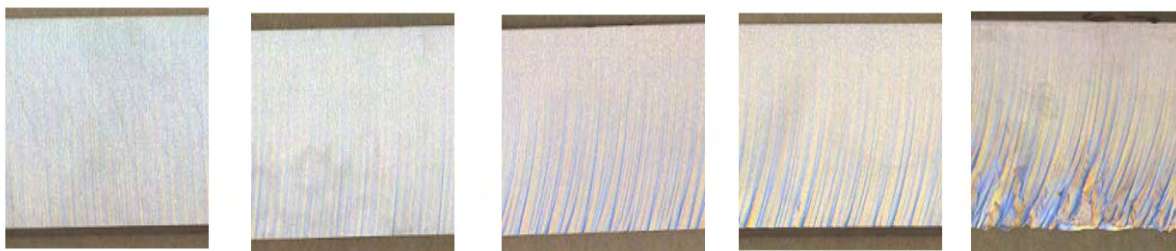


Figura 2.6 – Aspecto de acabamento superficial da zona de corte.

Na Figura 2.6 é visível uma característica intrínseca ao processo de corte por jacto de água, que é o atraso existente entre o corte na face superior da peça, e na sua parte inferior. Isto deve-se à redução de velocidade do fluxo de água que ocorre ao longo do corte, e à consequente perda de energia de corte. Este fenómeno acontece tanto em corte por água pura, como com abrasivo, e está esquematizado na Figura 2.7.

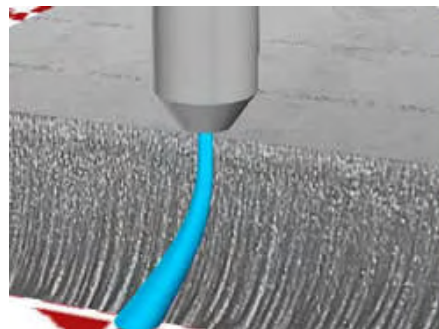


Figura 2.7 – Atraso entre a entrada e a saída do jacto de água na peça.

Ao olharmos mais atentamente para a secção da zona de corte resultante do processo de corte por jacto de água com adição de abrasivo, observamos que os bordos da mesma não são paralelos, como ilustra a Figura 2.8.

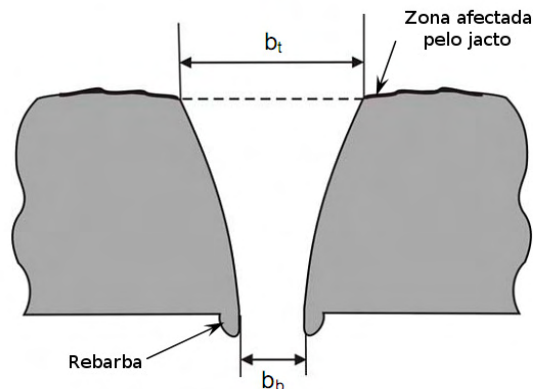


Figura 2.8 – Esquema de secção da zona de corte obtido por jacto de água.

Este facto leva-nos a perceber que os grãos de abrasivo que se encontram na periferia do jacto cedem mais rapidamente do que os que são transportados no interior do mesmo. Esta característica traz algumas desvantagens, nomeadamente ao nível da montagem de peças. Para reduzir estes efeitos, os equipamentos mais recentes são dotados de um dispositivo que permite que a cabeça de corte se incline em função da zona da peça a obter. O objectivo deste dispositivo não é eliminar o cone de corte, mas antes transferi-lo para a face desaproveitada do corte.



Figura 2.9 – Cabeça de corte OMAX com inclinação da ferramenta de corte.

As inovações estão constantemente a surgir na área do corte por jacto de água, havendo já trabalhos publicados sobre a fresagem e o torneamento de peças metálicas usando jactos de água a alta pressão, o corte com fluidos criogénicos para permitir o corte em materiais higroscópicos, químicamente reactivos, ou a execução de cortes em áreas de alta voltagem.

Outra área com grande incidência de desenvolvimento é a fiabilização do corte por emulsão de abrasivo, em que invés do abrasivo ser adicionado ao fluxo de água após a pressurização, tal como será descrito nos próximos capítulos, o próprio fluido de corte contém partículas abrasivas. A capacidade de corte de sistemas de emulsão de abrasivo pode chegar ao dobro da do sistema convencional, que iremos descrever nos próximos capítulos.

Componentes de um sistema de corte por jacto de água

Tal como foi referido anteriormente, os componentes e princípios de um sistema de corte por jacto de água são ao mesmo tempo simples e complexos. Todo o sistema pode ser facilmente descrito como um conjunto de componentes que fazem com que um fluxo de água passe por uma bomba, e seja posteriormente conduzida para uma cabeça de corte. No entanto, o processo envolve tecnologias e *design* de materiais extremamente complexos. Devido à necessidade de manter secreta a investigação desenvolvida por parte dos fabricantes deste tipo de equipamentos, as universidades são geralmente excluídas deste meio. Por esta razão, a informação existente sobre a tecnologia e ciência utilizadas para pressurizar água a 6000bar é escassa.

Qualquer fuga de água a esta pressão pode ter rapidamente consequências graves sobre todo o sistema, por efeito erosivo. Todos os componentes têm de ser estudados por forma a ter “fusíveis” indicadores de fugas. Na Figura 3.1 podemos ver alguns exemplos de fugas, e respectivos indicadores.

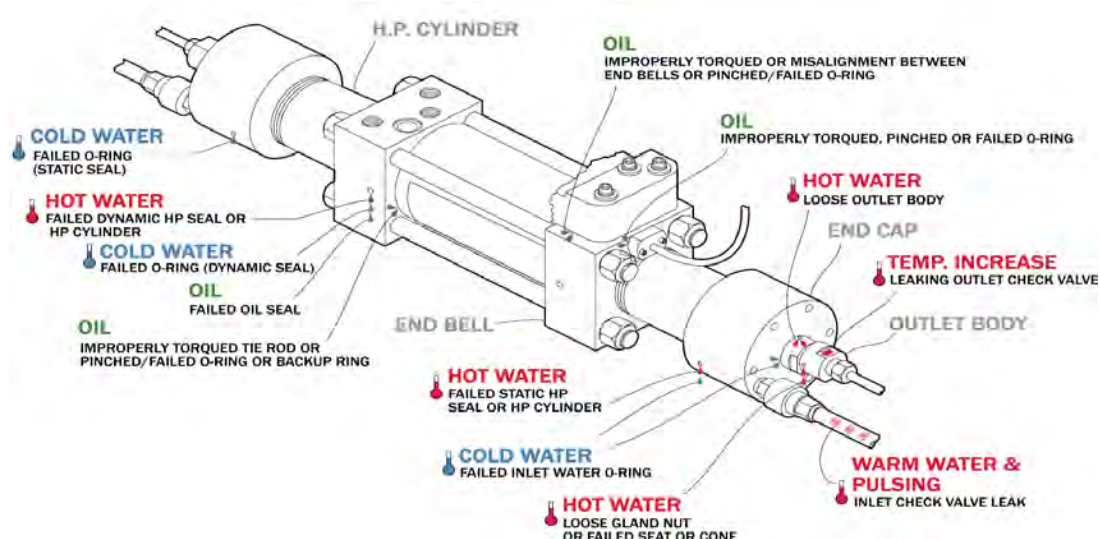


Figura 3.1 – Exemplos de indicadores de fugas em componentes e acessórios de alta pressão.

Podemos distinguir dois tipos distintos de equipamentos de corte, com água pura e com adição de abrasivo. Em qualquer um deles, a água necessita de ser pressurizada em primeiro lugar, sendo para isso usada uma bomba de alta pressão.

3.1 Bomba de Alta Pressão

Pela Figura 2.3 podemos aperceber-nos de que mesmo a uma pressão de somente 200bar a velocidade do fluido é de cerca de 200m/s, pelo que o uso de uma bomba centrífuga implicaria uma velocidade de rotação muito elevada. Este facto associado às variações de caudal características das bombas centrífugas, o qual é fortemente dependente da resistência encontrada ao seu escoamento, tornam o seu uso impraticável para a pressurização de água para corte. Por isso, todas as bombas de alta pressão para corte são de deslocamento positivo. Por definição, estas bombas são de caudal constante, ou seja, um determinado caudal é debitado num determinado intervalo de tempo, mantendo-se constante a velocidade de accionamento da bomba. Não havendo outros pontos de descarga, esse mesmo caudal chega ao orifício calibrado inalterado. Ao sair pelo orifício, o fluido é então acelerado, uma vez que o caudal se mantém constante e a área de passagem é muito pequena. A pressão gerada à saída da bomba é uma consequência da obstrução causada pelo orifício, e é a necessária para que o caudal da bomba o atravesse.

Dentro deste tipo de bombas encontramos as de engrenagens, de lóbulos, de palhetas, de parafuso, e de êmbolos. As quatro primeiras dependem de reduzidas tolerâncias de fabrico para garantir a vedação entre as zonas de alta e baixa pressão. Quando estamos a pressurizar fluidos viscosos, podemos atingir pressões de cerca de 800bar^[3.1], mas dada a baixa viscosidade da água e a pressão que se pretende atingir, mesmo as tolerâncias de ajuste mais apertadas induzem fugas muito significativas.

Pelas razões expostas, apenas as bombas de êmbolo com vedantes positivos (por definição não permitem a passagem de nenhum fluido) são apropriadas para a pressurização de água para corte. Na realidade, todas as bombas para pressurizar água acima dos 600bar são bombas de êmbolos^[3.1]. Nestas, um êmbolo sólido é empurrado dentro de uma câmara fechada, pressurizando o líquido contido na câmara, e forçando-o a passar por uma válvula de controlo de saída. Ao chegar ao limite do curso, o movimento é

invertido, permitindo aspirar fluido para dentro da câmara, através da válvula de controlo de entrada. O movimento alternativo continuado permite um fluxo quase permanente de fluido pressurizado. Esta sequência de movimentos assemelha-se à existente num motor alternativo de combustão interna, sendo que o motor é um dispositivo mandante e a bomba é um dispositivo mandado. É possível observar na Figura 3.2 um esquema do funcionamento acima descrito.

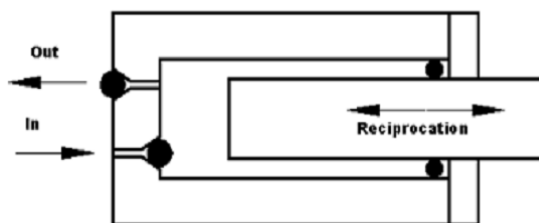


Figura 3.2 – Funcionamento esquemático de bomba de êmbolo.

3.2 Componentes Água Pura

Tal como descrito anteriormente, os componentes necessários para cortar por jacto de água são uma bomba de alta pressão, tubagem para conduzir a água sob pressão, e uma cabeça de corte onde se encontra, entre outros, o orifício calibrado. As grandes diferenças das tubagens normais para as utilizadas em alta pressão são a espessura da parede, o material de fabrico, e a preparação dos topos.^[3.2] Para alta pressão, os tubos são fornecidos com o diâmetro 1/4" e 3/8", com furo interior de 1/12" de diâmetro. São fabricados em aço inox 316 ou 304 não amaciado, de modo a obter-se uma tensão de rotura cerca de 40% superior à dos equivalentes materiais amaciados. A preparação dos topos é importante para garantir a estanquicidade das vedações. Em todas as juntas é usado um colar de rosca esquerda que rosca directamente no tubo, e pela pressão exercida por uma porca exterior vai obrigar a empurrar o topo do tubo contra a junta da união. Na Figura 3.3 podemos ver um esquema da união acima descrita.

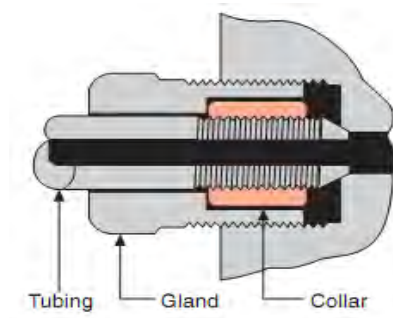


Figura 3.3 – União roscada de alta pressão.

Quanto à cabeça de corte, trata-se de um conjunto de componentes que permite controlar o momento em que se abre a passagem da água (por meio de um sinal eléctrico), fixar e trocar de forma rápida o orifício de corte, e ainda fixar de forma rígida todo o conjunto. Temos, assim, então a válvula de corte, a ponteira, o orifício de corte, e a porca de aperto do orifício. Na Figura 3.4 podemos ver todo o conjunto montado. A válvula de corte é, por sua vez, constituída por um diafragma accionado por ar comprimido, pilotado por uma electro-válvula, uma agulha de corte, os respectivos vedantes de alta pressão, e uma sede contra a qual a agulha efectua a vedação.

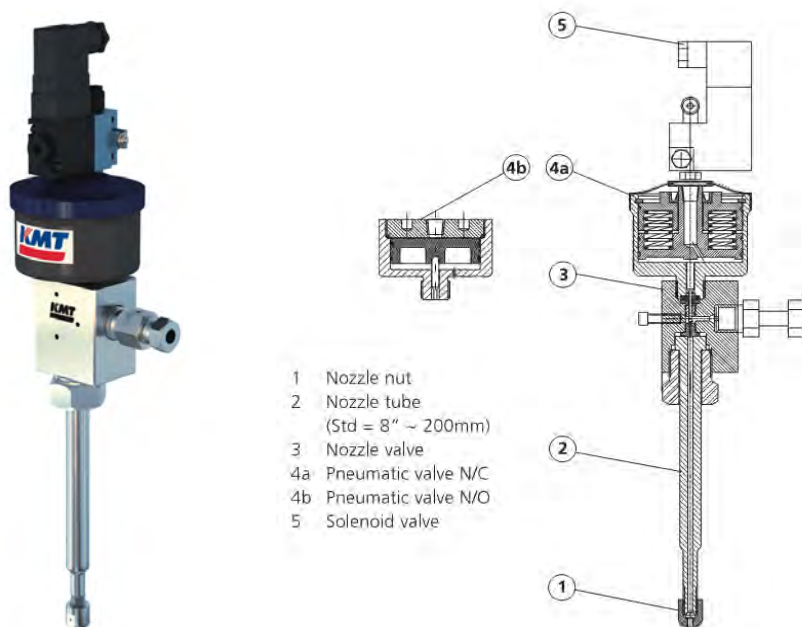


Figura 3.4 – Cabeça de corte água pura.

O diafragma colocado no sistema de abertura da válvula de corte permite que, através de uma pressão baixa como a obtida nos sistemas de ar comprimido (tipicamente

6bar), possamos controlar a pressão que está a ser exercida na agulha de vedação da passagem de água, por intermédio da utilização de uma área muito superior.

Por definição, a pressão é $P = \frac{F}{A}$. Para que dois sistemas a diferentes pressões estejam em equilíbrio, as forças exercidas por cada um deles têm de ser anuladas pelo outro. Deste modo, $F_1 = F_2 \Leftrightarrow P_1 A_1 = P_2 A_2$, e como A_2 é muito maior que A_1 , consegue-se vencer a pressão em P_1 , fechando a válvula de corte. Este sistema encontra-se representado em pormenor na Figura 3.5.

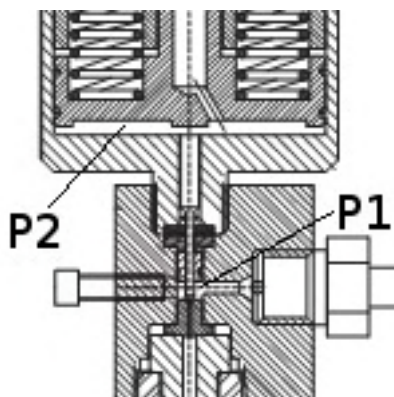


Figura 3.5 – Pormenor da válvula de abertura e fecho de água

3.3 Componentes Abrasivo

A grande diferença entre o sistema de corte com água pura e o sistema de corte com abrasivo situa-se a seguir ao orifício calibrado, onde é adicionado o abrasivo ao fluxo de água. Esta função é conseguida recorrendo a uma câmara de mistura, colocada após o orifício de diamante, que usa o efeito de *Venturi* obtido da passagem, a alta velocidade, do jacto para aspirar o abrasivo para dentro da mesma, onde é depois impulsionado em direcção à peça. Na Figura 3.6 podemos ver um esquema desse princípio.

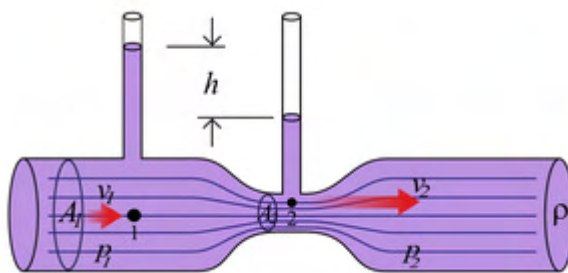


Figura 3.6 – Esquema do princípio usado no processo de aspiração do abrasivo.

Ao sair da câmara de mistura, o abrasivo e a água atravessam o tubo focalizador, uma peça cilíndrica em tungsténio com um furo interior de 0,35mm a 1,10mm de diâmetro, e o jacto à saída do tubo focalizador torna-se uma mistura de água, ar e partículas abrasivas. Este princípio de funcionamento encontra-se esquematizado na Figura 3.7.

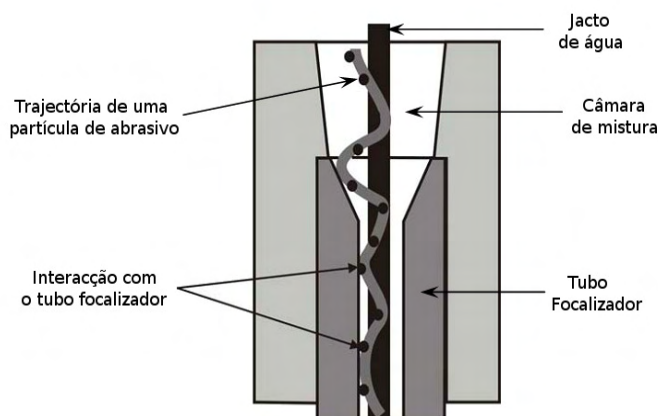
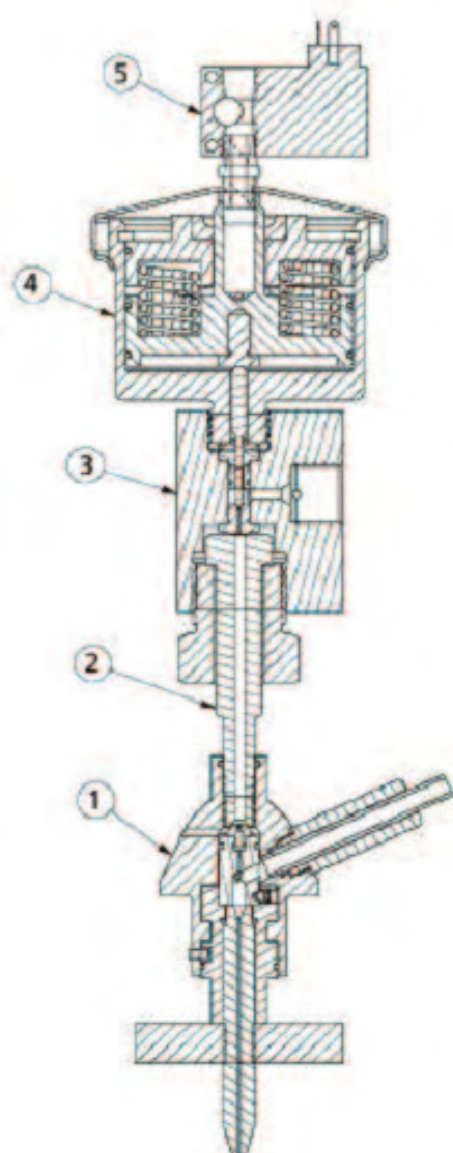


Figura 3.7 – Esquema do processo de mistura do abrasivo.

O corte é obtido pelo choque, a alta velocidade, das partículas abrasivas contra a face do material a cortar. A quantidade de material removido por cada partícula é muito pequena, não se dando por isso a formação de aparas durante a operação de corte.

As principais vantagens deste tipo de corte são a ausência de aquecimento, zona de corte reduzida, boa qualidade de acabamento, e alta precisão de corte.

Em seguida, na Figura 3.8, vemos um esquema de uma cabeça de corte com adição de abrasivo.



- 1 AUTOLINE™ II
- 2 Nozzle Tube
(Std = 6" / 152,4 mm)
- 3 Nozzle Valve
- 4 Pneumatic Actuator N/C
- 5 Solenoid Valve

Figura 3.8 – Cabeça de corte com abrasivo.

Tipos de bombas de alta pressão

No capítulo anterior expusemos as razões para as bombas de alta pressão usadas para corte hidrodinâmico serem baseadas no mesmo conceito construtivo, as bombas de êmbolos. Ainda que limitados por um único conceito base de bomba, os construtores encontraram várias formas de accionar os êmbolos destas, por forma a responder a critérios tão diversos como, por um lado, o custo, facilidade de construção, utilização e manutenção, e por outro lado a fiabilidade, duração dos componentes, e a eficiência energética. Dado que os temas energéticos são cada vez mais importantes, e devem ser avaliados com cuidado, importa fazer uma pequena demonstração da relação entre a potência instalada na bomba de alta pressão e a potência efectivamente disponível para o corte.

Para isso, começamos por estipular que a potência do jacto após o orifício seja definida em função da eficácia do mesmo ao atingir a superfície. Este valor será a energia específica^[4.1], ou seja, a quantidade de energia que é requerida para retirar um volume unitário de material da superfície de trabalho, por unidade de tempo. O exemplo seguinte é baseado numa aplicação típica de corte de 500mm de comprimento numa chapa de 6mm de espessura de aço inox AISI304, a uma pressão de 3800bar, com um orifício de corte de 0,35mm de diâmetro, a uma velocidade de 110mm/min. Usamos ainda uma ponteira focalizadora (onde é misturado o abrasivo com o fluxo de água) com 1,10mm de diâmetro, e um fluxo de 0,6kg/min de abrasivo. Para minimizar as perdas de velocidade devido à interacção do jacto com as partículas de ar, a distância entre a ponteira e a peça é geralmente de 3mm. Estes valores são retirados da Tabela 4.1, obtida estatisticamente de dados recolhidos junto de utilizadores de equipamentos de corte por jacto de água.

Cutting pressure and power		270Mpa 30 HP	380Mpa 50 HP
Water flow rate		2.2l/min	3.2l/min
Abrasive usage		0.4kg/min	0.6kg/min
Material	Thickness (mm)	Cutting Speed (mm/min)	
Mild Steel	2	300	500
	4	170	250
	6	100	150
	10	75	100
	20	30	50
	50	12	10
	100	5	5
Hardened Steel	25	11	25
	50	5	10
	100	2	4
Stainless Steel	6	70	110
	12	30	50
	25	11	25
	50	5	10
	75	3	5
	100	2	3.8
Aluminum	2.5	760	1140
	6	220	500
	20	50	130
	50	13	35
Titanium	2	380	600
	5	150	250
	10	70	100
	20	30	45
Glass	2.5	1100	1800
	6	760	1100
	20	100	200
	50	50	80
Marble	10	200	380
	20	100	230
	30	40	50
Granite	10	150	250
	20	50	100
	30	20	40
Ceramic	5	1650	3120
	10	800	1500
Plexiglass	2	3000	6000
	5	1200	2000

Tabela 4.1 – Velocidades de corte para diversos materiais.

Consideremos então que dispomos de uma bomba cujo accionamento principal é realizado por um motor eléctrico com 37kW (50HP) de potência, sendo a energia total que dispomos por cada segundo, 37kJ.

O volume de material removido num segundo é obtido da seguinte forma:

$$V = hwm = 6 \times 1,1 \times 1,83 = 12,1 \text{ mm}^3 = 12,10 \times 10^{-3} \text{ cm}^3, \text{ sendo:}$$

V = volume de material retirado (cm^3)

h = profundidade de corte (mm)

w = largura de corte (mm)

m = distância percorrida por segundo (mm)

Apesar de, como explicámos acima, a secção do corte ser cónica, a largura de corte será aproximadamente o diâmetro interno da ponteira de mistura, desde que a distância entre a peça e a ponteira de corte seja inferior a 5mm^[4.2].

A energia específica será então o quociente entre a energia disponível e o volume de material retirado num segundo. $e = \frac{P}{V} = \frac{37 \times 10^3}{12,1 \times 10^{-3}} = 3,06 \times 10^6 \text{ J/cm}^3$

Este valor representa a eficiência energética global do processo, tendo em conta a energia que está a ser consumida e, portanto, paga pelo utilizador de um equipamento destes. Tomamos este valor como base para o cálculo relativo dos valores encontrados nos sucessivos pontos do sistema analisados.

Começamos por analisar então o motor eléctrico. Como é do conhecimento geral, todos os sistemas eléctricos têm uma eficiência energética, que reflecte a perda entre a energia que lhes é fornecida, e a que conseguimos obter para efectuar um determinado trabalho. Assumimos então que o motor tenha um rendimento de 90%^[4.3], o que implica que apenas 33,3kJ estão disponíveis para o corte do volume unitário de material, levando a que a energia específica passe a ser $e = \frac{33,3 \times 10^3}{12,1 \times 10^{-3}} = 2,75 \times 10^6 \text{ J/cm}^3$.

Analisamos agora a potência à saída da bomba de alta pressão. A potência de um fluido é dada pela relação $P = 1,667 Qp = 1,667 \times 3,2 \times 3800 = 20,27 \text{ kW}$, sendo:

P = Potência (kW)

Q = Caudal (l/min)

p = Pressão (bar)

O valor 1,667 resulta da conversão de unidades para podermos utilizar o caudal e a pressão nas unidades acima indicadas. A energia específica à saída da bomba de alta

pressão é então $e = \frac{20,27 \times 10^3}{12,1 \times 10^{-3}} = 1,68 \times 10^6 \text{ J/cm}^3$, De notar que ainda não saímos sequer

do sistema de pressurização da água, e já só temos disponível $\frac{1,68 \times 10^6}{3,06 \times 10^6} = 0,55 = 55\%$ da

energia que é introduzida no equipamento. De seguida, vamos analisar a tubagem que conduz a água para o bico de corte, considerando um diâmetro interno de tubagem de 2,11mm e uma distância de 10m desde a bomba de alta pressão até ao orifício de corte. Para podermos calcular a perda de energia do escoamento ao longo da tubagem, temos de começar por determinar a perda de pressão ocorrida ao longo do tubo.

A perda de pressão em tubos depende da velocidade de escoamento, do comprimento do tubo, do seu diâmetro, do coeficiente de atrito, e do regime do escoamento, dado pelo número de Reynolds. Para o escoamento em tubos, obtemos o número de Reynolds através

da equação $Re = \frac{QD_h}{\frac{\mu}{\rho} A} = \frac{QD_h}{\nu A} = 32 \times 10^3$, com

D_h = Diâmetro hidráulico do tubo(m)

μ = Viscosidade dinâmica do fluido (kg/m/s)

ρ = Densidade do fluido (kg/m³)

ν = Viscosidade cinemática (m²/s)

A = Área da secção transversal do tubo (m²)

Como estamos perante uma conduta circular, o diâmetro hidráulico é igual ao seu próprio diâmetro, sendo neste caso $2,11 \times 10^{-3}$ m.

Dado que o valor encontrado é muito superior a $2,3 \times 10^3$, podemos inferir que estamos perante um escoamento turbulento. Na realidade, o escoamento só é considerado

turbulento a partir de $Re = 4 \times 10^3$, mas por questões de segurança de projecto muitas vezes adopta-se o valor mais baixo, de $2,3 \times 10^3$, para garantir uma solução mais fiável.

Labus^[4.4] sugeriu que a seguinte equação pode ser usada para descrever a perda de pressão nos sistemas comerciais mais comuns: $\Delta p = \frac{0,597 Q^2}{100 D^5 Re^{0,25}} = 10,93 \text{ bar}$, com:

Q= Caudal (l/min)

D = Diâmetro da conduta (cm)

Encontramos assim o valor de 10,93bar de perda de pressão por cada metro de tubo, ou seja, 109,3bar de perda total de pressão. Este valor não considera a utilização de acessórios, e respectivas perdas de carga.

De seguida vamos analisar as perdas presentes no orifício de corte, segundo os dados sugeridos por Labus^[4.4]. O coeficiente de descarga relaciona o caudal total que poderia passar por um determinado orifício, com o que realmente passa, devido ao seu desenho interno. Na Figura 4.1 vemos o efeito do desenho do orifício no escoamento do fluido que o atravessa, e o valor do coeficiente de descarga típico para cada tipo de orifício.

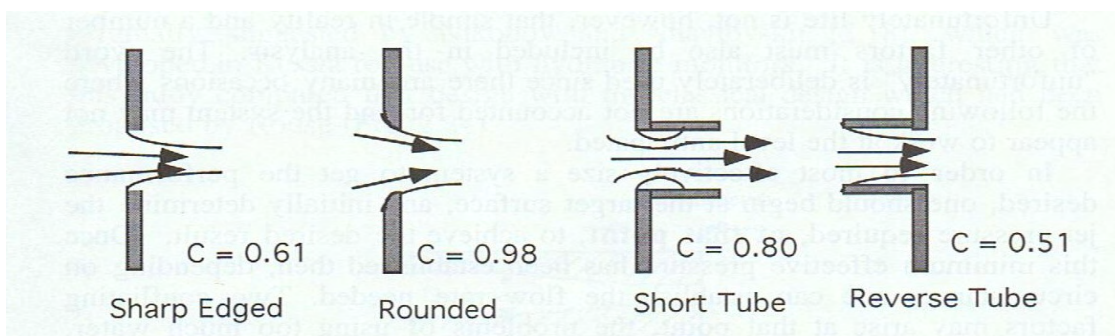


Figura 4.1 – Coeficientes de descarga de orifícios.

Como podemos observar pela figura anterior, o diâmetro real é menor que o teórico, logo para manter o caudal do sistema a velocidade do fluido vai aumentar, e do mesmo modo a pressão imediatamente à saída do orifício será menor do que a teórica. Deste modo, agregando e reformulando as duas principais fórmulas usadas nestes cálculos, obtemos para a perda de pressão no orifício devido ao seu desenho interno,

$\Delta p = p \left(\frac{1}{Cd^2} - 1 \right)$. Ainda que não aparente, esta expressão oculta a relação entre a pressão e a velocidade, uma vez que, como vimos anteriormente, $p \propto \frac{1}{2} \rho V^2$.

Considerando $Cd=0,98$, obtemos para a perda de pressão no orifício de corte $\Delta p = (3800 - 109,3) \left(\frac{1}{0,98^2} - 1 \right) = 152,18 \text{ bar}$. No total temos então uma perda de pressão aproximada de 261,50 bar. Este facto reflecte-se na potência do fluido, que passa a ser de $P = 18,87 \text{ kW}$, e na energia disponível, que por sua vez desce para $e = \frac{18,87 \times 10^3}{12,1 \times 10^{-3}} = 1,56 \times 10^6 \text{ J/cm}^3$. Neste momento só temos cerca de 51% da energia existente à entrada do nosso equipamento.

Falta analisar um último segmento do trajecto do jacto de água, que é o que vai desde o orifício calibrado até à peça a cortar. A distância de maior eficiência de um jacto de água situa-se até aos 150 a 200 diâmetros^[4.5] de saída do jacto, o que, para o orifício escolhido, seria algo entre os 52,5 e os 70 mm. Na realidade, a distância de corte utilizada é a menor possível, devido à perda de energia provocada pelo choque das gotas de água com o ar, ao efectuar o percurso desde a saída do orifício (ou tubo focalizador) até à peça. Normalmente, a distância entre a peça e o orifício não ultrapassa os 5 mm. G. Wu, Z.Jing, e S.Zhong^[4.6] observaram que, para a distância usada, a pressão que atinge uma superfície plana é 75% a 85% da pressão de saída do tubo de mistura. Como a referida distância é muito pequena, consideramos que $p_2 = 0,85 p_1 = 3007,73 \text{ bar}$. Assim, na peça de corte a potência passa a ser $P = 1,667 Q p = 1,667 \times 3,2 \times 3007,73 = 16,04 \text{ kW}$, e a energia específica $e = 1,33 \times 10^6 \text{ J/cm}^3$.

No geral, houve uma perda de 43% da potência desde a entrada do nosso sistema até à peça a ser cortada.

É importante ter noção destas perdas, e daí o cuidado colocado na explicação deste ponto, pois a maioria dos sistemas parece demasiado sobredimensionado relativamente ao objectivo pretendido, mas é necessário que assim seja, para vencer todas as perdas que aparecem ao longo do processo de pressurização e transporte da água até à zona de corte, tal como foi explicado. Estes valores vão ao encontro dos obtidos por Eric J. Chalmers^[4.7]

através de múltiplas experiências em bombas de intensificador da companhia JetEdge.

Como foi explicado anteriormente, devido às altas pressões envolvidas e às características do fluido a pressurizar, apenas as bombas de êmbolos podem ser usadas para o corte por jacto de água. Ao longo dos anos foram adoptadas duas formas construtivas destas: as de accionamento directo, e as de intensificador.

Dentro destes dois grupos foram exploradas algumas variantes, mas apenas algumas conseguiram superar a pressão de um mercado em plena expansão, e com requisitos tão díspares como a durabilidade, fiabilidade, facilidade de manutenção e baixo custo inicial. Iremos, de seguida, apresentar uma breve descrição construtiva de cada uma das soluções, para depois as compararmos mais a fundo.

4.1. De accionamento directo

Conforme se pode verificar na Figura 4.2, as bombas de accionamento directo são, como o próprio nome indica, accionadas directamente pela unidade motriz, podendo em alguns casos a ligação ser feita por meio de uma caixa redutora. Estas são constituídas por pelo menos três êmbolos paralelos, ligados a um eixo semelhante a uma cambota de um motor térmico através de bielas, sendo que no caso do motor este arranjo é mandante mas, no caso da bomba, mandado. A rotação do eixo central e a combinação do desfasamento angular entre os pontos mortos superior e inferior de cada êmbolo permite a obtenção de um caudal aproximadamente constante, a menos da variação visível nas Figuras 4.3 e 4.4.

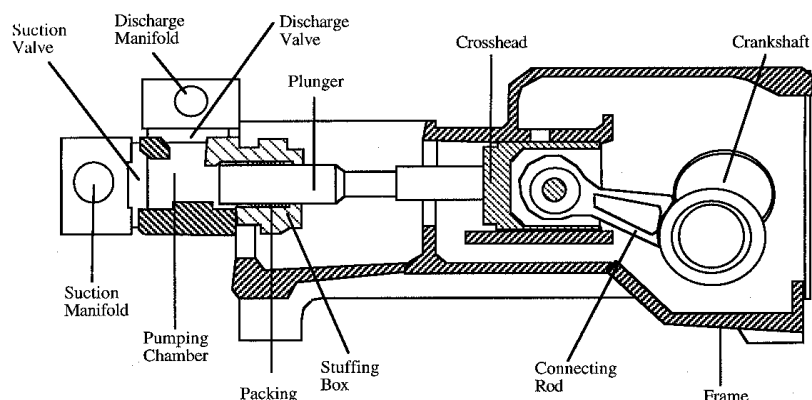


Figura 4.2 – Corte esquemático de bomba de accionamento directo.

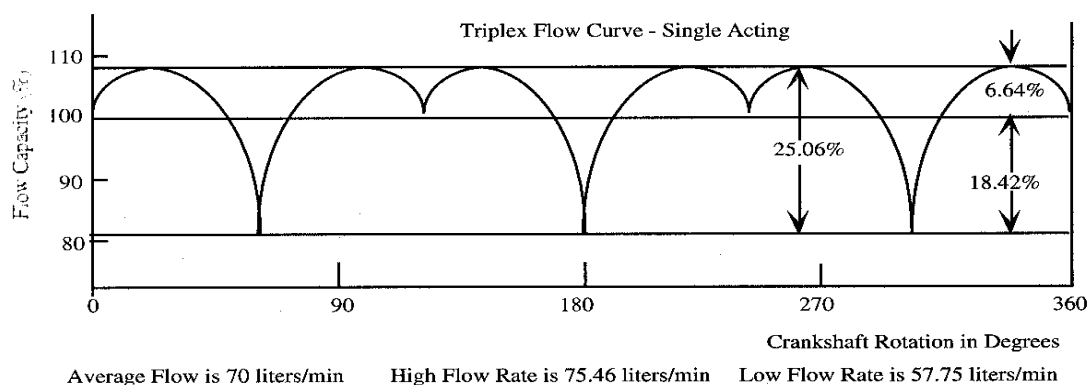


Figura 4.3 – Variação de caudal numa bomba de accionamento directo de três êmbolos.

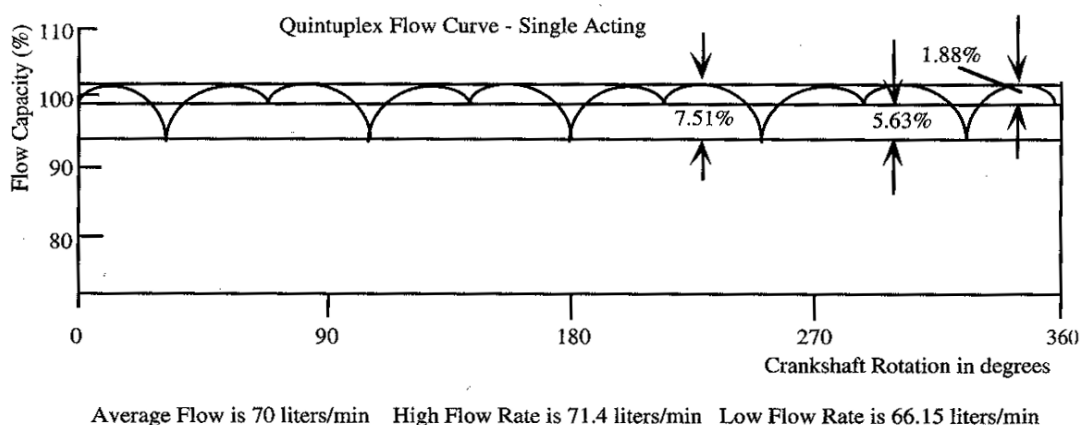


Figura 4.4 – Variação de caudal numa bomba de accionamento directo de cinco êmbolos.

Como podemos observar, com o aumento do número de êmbolos obtemos também uma maior estabilização do caudal obtido, sendo esta situação vantajosa para o corte, uma vez que a flutuação de pressão influencia directamente o acabamento superficial das peças cortadas. Por outro lado, há que ter em conta que, no caso da Figura 4.3, há uma frequência superior de picos de pressão, o que também corresponde a um maior desgaste e eventual fadiga dos componentes instalados após a bomba de alta pressão.

As bombas de accionamento directo foram, desde cedo, adoptadas para soluções em que eram usadas pressões até aos 1300bar, dada a sua fiabilidade e baixo custo de manutenção. Ainda hoje encontramos exemplos dessas bombas em máquinas de lavar por alta pressão ou equipamentos de decapagem. À medida que as pressões exigidas foram

aumentando, começaram a surgir complicações decorrentes da crescente solicitação sobre os materiais, fazendo-se sentir maioritariamente ao nível da fadiga dos êmbolos, das válvulas de controlo de entrada e saída de água, e dos vedantes.

4.2. De intensificador

As bombas de intensificador ganharam vantagem nas pressões mais altas, dado que são fabricadas com cursos maiores, reduzindo a frequência de inversão dos êmbolos, e aumentado assim a vida útil dos componentes, como será explicado mais adiante.

Estas são constituídas por duas câmaras, e por um êmbolo com duas faces de diferente secção, conforme se pode ver na Figura 4.5.

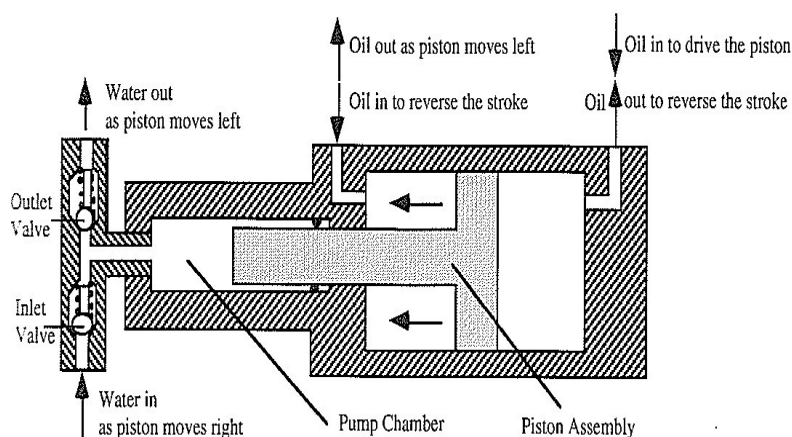


Figura 4.5 – Princípio de funcionamento do intensificador.

Numa das câmaras circula um fluido (geralmente óleo hidráulico) a uma pressão de até 350bar e na outra o fluido de corte, que por efeito de multiplicação de pressão pode atingir os 6000bar conseguidos pelas mais recentes bombas de alta pressão. Ao entrar no lado esquerdo da câmara, o fluido a baixa pressão obriga o êmbolo a deslocar-se para a direita, provocando a admissão do fluido de corte para dentro dessa câmara. Ao chegar ao fim-de-curso anterior, o fluxo dos fluidos é invertido, passando a ser alimentado pelo lado direito, obrigando assim a pressurizar o fluido em direcção à cabeça de corte. O efeito de multiplicação de pressão acima referido é obtido graças à diferença de áreas entre o

êmbolo da câmara de fluido operante auxiliar e o da câmara do fluido de corte. Sendo a definição de pressão uma determinada força que é aplicada por unidade de área, $P = \frac{F}{A}$, é imediato aceitar que, para uma força aplicada constante, a uma diminuição da área corresponde um aumento directamente proporcional da pressão. As válvulas que controlam a entrada e saída têm a mesma função das usadas nas bombas de accionamento directo, ou seja, isolar, de forma sincronizada, as linhas de alta e de baixa pressão.

Para obter um funcionamento contínuo e um abastecimento de fluido quase constante, a maioria das bombas de alta pressão consiste num arranjo duplo do apresentado na Figura 4.5, conforme exemplificado na Figura 4.6. Deste modo, quando uma câmara está a pressurizar o fluido para ser utilizada no corte, a outra está a encher, e vice-versa.

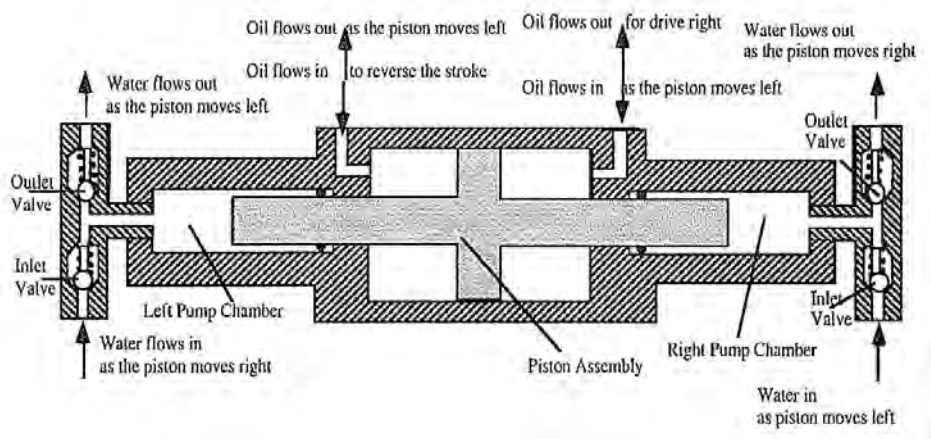


Figura 4.6 – Esquema do intensificador de duplo efeito.

Devido a ser usada água como fluido de corte, e de a mesma possuir uma compressibilidade de cerca de 15% acima dos 3500bar, tal como documentado por Singh e Benson^[4.8], uma parte do curso do êmbolo não produz saída efectiva do fluido. Isto leva ao aparecimento de flutuações da pressão com os efeitos acima descritos, e de um aquecimento do fluido operante. Para minorar estas flutuações foi adoptada a adição de um atenuador, ou seja, um acumulador de água sob pressão à saída das câmaras de pressurização. O esquema final é conforme a Figura 4.7.

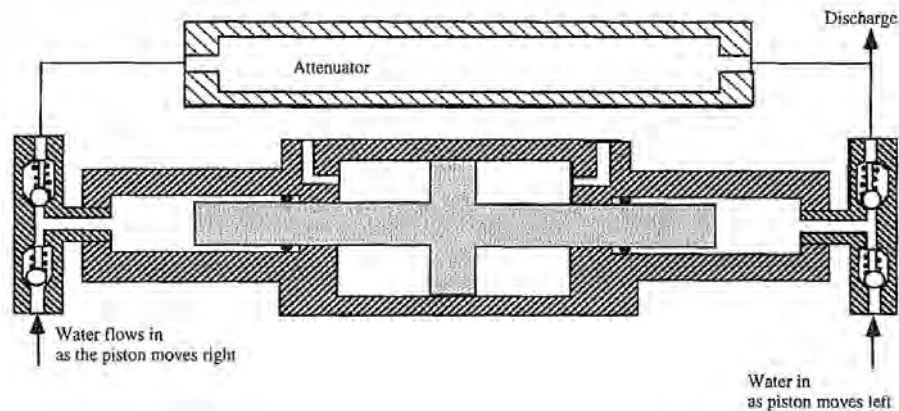


Figura 4.7 – Esquema do intensificador de duplo efeito com atenuador.

O óleo que faz movimentar os êmbolos é fornecido por uma bomba hidráulica de caudal variável, acoplada a um motor eléctrico que funciona geralmente em rotação constante. Na Figura 4.8 podemos ver o esquema completo de uma bomba de intensificador de duplo efeito.

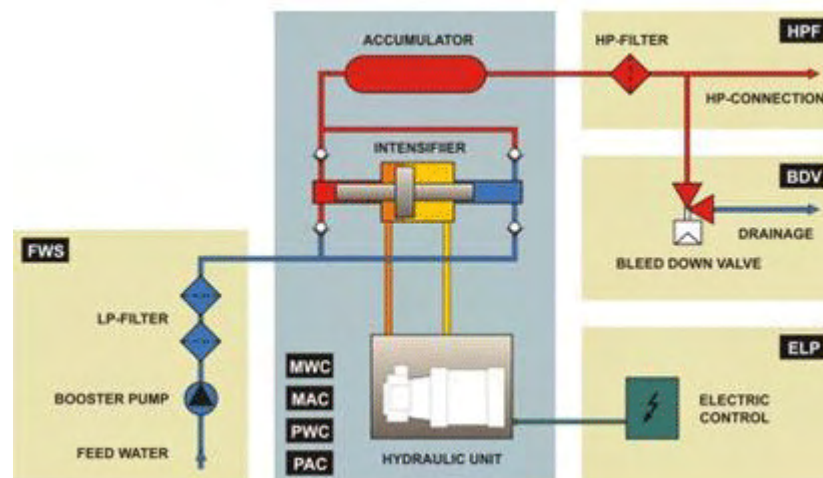


Figura 4.8 – Esquema completo de bomba de intensificador de duplo efeito.

As posições de fim de curso são detectadas por meio de sensores indutivos ligados a um autómato que controla, entre outros sistemas, uma válvula hidráulica que direcciona o óleo para ambas as câmaras, de forma alternada. Outra das importantes funções do autómato é permitir a descarga do volume de água sob pressão que se encontra no circuito, no momento de paragem da bomba, por razões de segurança.

Como forma de tentar evitar o aparecimento de flutuações de pressão, foi desenvolvida uma solução alternativa à acima descrita, que consiste em colocar os dois êmbolos lado a lado, e desfasar o seu accionamento de modo a que quando um estiver a chegar ao fim do seu curso o outro já tenha um curso que permita vencer o efeito da compressibilidade da água. Nas três imagens da Figura 4.9 ilustra-se este ciclo.

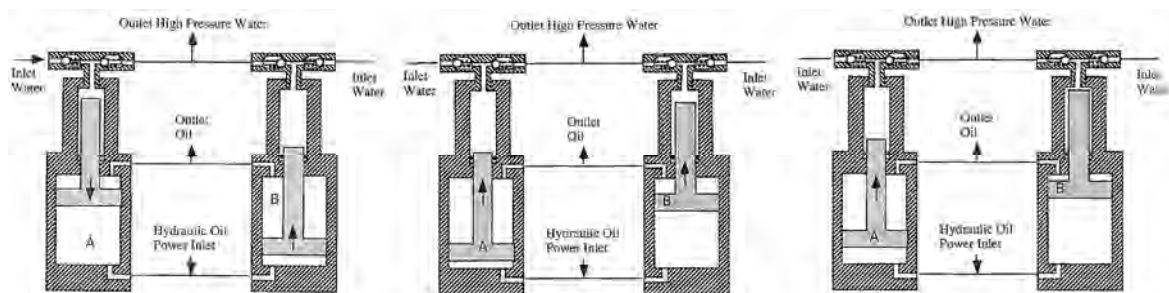


Figura 4.9 – Esquema de funcionamento de intensificador desfasado.

Uma outra solução com base nesta adopta o uso de três êmbolos em vez de dois, de forma similar ao exposto para uma bomba de accionamento directo, já que, como pudemos observar pelas Figuras 4.3 e 4.4, a um maior número de êmbolos corresponde uma menor flutuação de pressão. No gráfico da Figura 4.10 podemos observar a comparação do comportamento de uma bomba de intensificador de duplo efeito com acumulador, e de um intensificador com dois êmbolos desfasados.

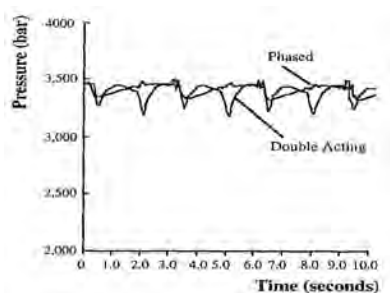


Figura 4.10 – Gráfico comparativo de flutuação de pressão entre bomba de intensificador de duplo efeito com atenuador, e intensificador com êmbolos desfasados.

Ao introduzir as bombas de intensificador, fizemos referência à vantagem em termos de vida útil das mesmas, em relação às bombas de accionamento directo. Importa esclarecer como chegamos a essa conclusão, e é isso que iremos fazer de seguida, notando

que as bombas de alta pressão padecem de três tipos principais de problemas: Fadiga do material, desgaste das válvulas de controlo de entrada e saída do fluido de corte, e desgaste dos vedantes^[4.8].

Os materiais usados nas bombas de intensificador são essencialmente metais, nomeadamente o aço inox. A fadiga dos metais acontece quando estes estão sujeitos a cargas de tracção cíclicas, causando a propagação de fissuras. A vida destes componentes depende da liga usada, dos níveis de pressão atingidos, e do número de ciclos aplicados. Todos os materiais têm uma capacidade de carga limite, abaixo da qual não há ruptura do material, independentemente do número de ciclos aplicado. Se considerarmos uma carga que nos permita um máximo de 10,000,000 de ciclos, como termo comparativo, podemos obter esse número de ciclos em cerca de 3,000 horas numa bomba de intensificador, e apenas 300 horas numa de accionamento directo^[4.9]. É fácil compreender que para uma bomba de accionamento directo a escolha dos materiais usados se torna mais crítica do que para uma bomba de intensificador, em situações semelhantes de trabalho.

Devido às válvulas de controlo serem também metálicas, sofrem de uma conjugação do fenómeno anterior, com um ainda mais importante, que é o desgaste adesivo que provoca a migração de partículas entre superfícies com metais compatíveis. Tal como na situação de fadiga, o desgaste adesivo depende também da quantidade de ciclos de abertura e fecho, e da pressão a que as válvulas estão sujeitas durante estes ciclos^[4.9]. Para obter uma longevidade competitiva com a dos componentes integralmente metálicos das bombas de intensificador, as bombas de accionamento directo necessitam de recorrer a uma mistura de componentes de cerâmica e metal.

O desgaste dos vedantes é outro factor importante para a longevidade das bombas de alta pressão. A sua vida útil é praticamente dependente do comprimento total e do acabamento superficial do êmbolo^[4.4]. Dado que a forma construtiva das bombas de intensificador permite ter comprimentos de êmbolos superiores às de accionamento directo, os vedantes são menos solicitados, podendo ser obtidos valores de vida útil até cinco vezes superiores no caso das bombas de intensificador.

Outro elemento importante de comparação entre as bombas de accionamento directo e as de intensificador, é a capacidade de adaptação das mesmas às condições de trabalho, e a facilidade de regulação destas entre trabalhos com requisitos diferentes.

Por definição, as bombas de accionamento directo são bombas de caudal constante, sendo a velocidade de rotação adaptada às características do trabalho em curso. Se, no entanto, as condições pré-definidas forem alteradas durante o trabalho, estas não se adaptam facilmente sendo necessário, por vezes, recorrer a válvulas limitadoras de pressão, originando um desaproveitamento energético considerável. É o caso de se estarem a usar dois orifícios de calibre diferente num determinado trabalho, ligados à mesma bomba, e em determinado momento um dos orifícios deixar de ser necessário. Nesse instante, a bomba está a produzir um caudal que será exagerado para o outro orifício, e como consequência vai-se gerar um pico de pressão que só é possível aliviar por intermédio de uma válvula limitadora de pressão, o que vai originar uma perda considerável de rendimento da bomba. Como a bomba de intensificador baseia o seu movimento na igualdade de pressões entre fluidos, e é dotada de uma bomba hidráulica de caudal variável que se ajusta automaticamente às necessidades a jusante da mesma, não sofre deste problema, tendo grande capacidade de adaptação a mudanças nas condições de trabalho.

Para trabalhos com pressões diferentes ou orifícios diferentes, as bombas de intensificador têm uma grande facilidade de adaptação, e no caso de mudança de orifício entre trabalhos nem é necessária regulação extra, desde que a pressão de trabalho não se altere. Na verdade, as bombas de intensificador apenas têm o regulador da pressão de trabalho hidráulica. Pode ser usado qualquer tipo de orifício ou quaisquer combinações de orifícios, desde que a capacidade volumétrica da mesma não seja atingida. Já as bombas de accionamento directo podem necessitar desde uma simples regulação de velocidade do motor de accionamento até à complexa substituição dos conjuntos êmbolo/camisa para se adaptarem às condições de cada trabalho.

Outro ponto em que os dois tipos de bombas são diferentes é o aproveitamento energético da compressibilidade da água a pressões acima dos 3500bar, como foi acima referido. Nas bombas de accionamento directo, a energia de expansão proveniente da compressibilidade da água é aproveitada, da mesma forma que num motor térmico de combustão interna, a expansão dos gases de escape é reaproveitada pelos componentes rotativos do motor. Nas bombas de intensificador, essa energia reflecte-se no aquecimento do óleo, originando a necessidade de sistemas de arrefecimento do mesmo.

De seguida serão apresentados outros tipos de bombas desenvolvidas ao longo dos

últimos anos, ainda que sem expressão no mercado de corte por jacto de água. No final iremos comparar as características chave das mesmas, de modo a eleger a que será mais apropriada para o corte por jacto de água.

4.3. Outros desenvolvimentos

Em 1997, Gene G.Yie^[4.10], da empresa Jetec, revelou o desenvolvimento de uma bomba de alta pressão isenta de pulsação de pressão. O princípio utilizado, apesar de aparentemente simples e inovador na área, provou ter alguns pontos negativos difíceis de ultrapassar. Conforme se pode ver nas Figuras 4.11 a 4.13, o autor sugere a colocação em paralelo de até seis êmbolos dentro de um cilindro (barrilete), sendo o movimento destes sincronizado através de uma válvula distribuidora hidráulica, que direcciona o óleo de e para os cilindros correspondentes, usando o óleo pressurizado que é alimentado ao sistema como meio para accionamento do próprio distribuidor.

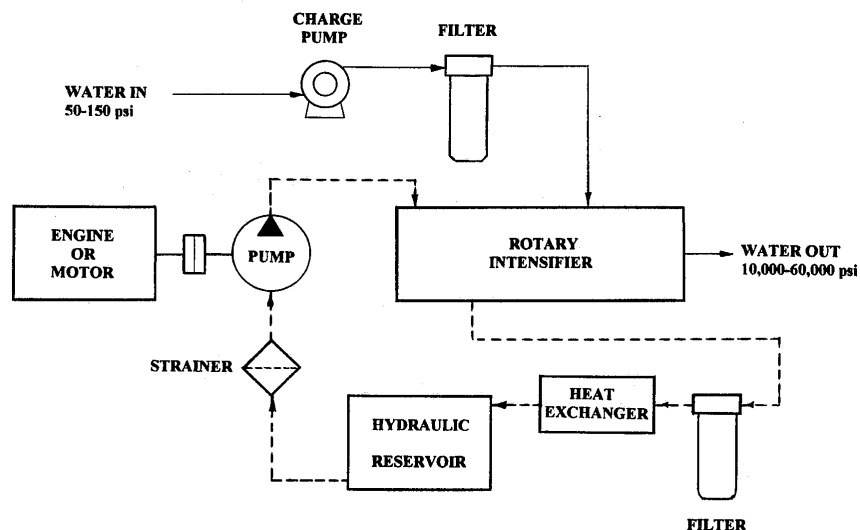


Figura 4.11 – Esquema funcional de bomba de intensificador rotativo.

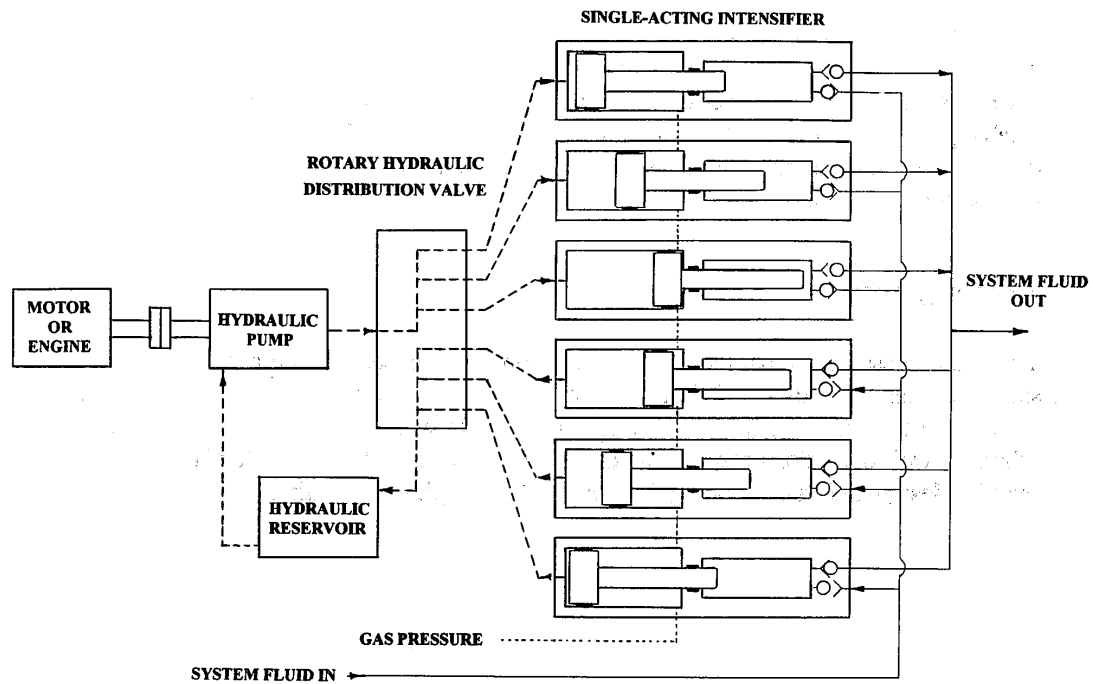


Figura 4.12 – Esquema de ligação de vários intensificadores com uma válvula rotativa.

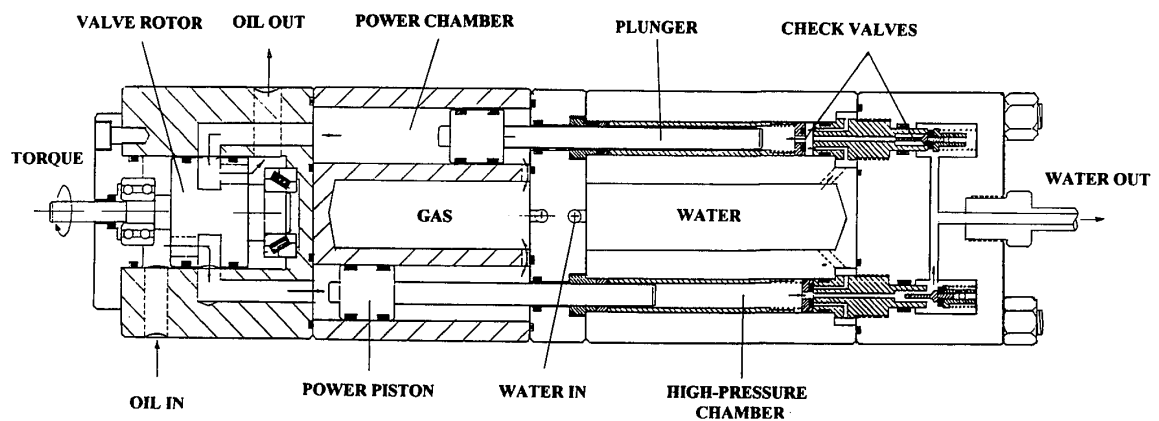


Figura 4.13 – Corte esquemático de intensificador rotativo.

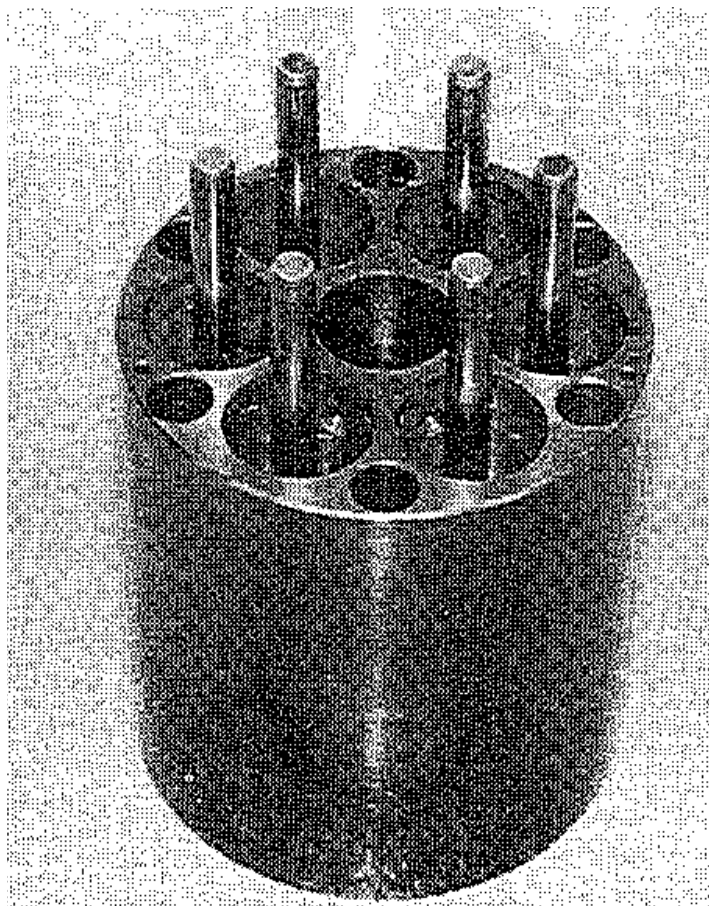


Figura 4.14 – Êmbolos montados no interior do cilindro de intensificador rotativo.

Como se pode facilmente constatar, esta solução envolve o uso de mais componentes, sendo estes de menores dimensões, e por isso de maquinaria mais complexa. Este facto contribui para que todo o sistema seja mais caro, ainda que o seu objectivo seja dispensar o atenuador, que é um componente de custo substancial.

Das conclusões do seu trabalho realça-se que, apesar de usar o triplo dos êmbolos dos vulgares intensificadores de êmbolos duplos, ainda foram detectadas flutuações de pressão. Na realidade, e ainda que não sendo fundamentado por dados experimentais, o autor afirma que usando dois grupos de sete êmbolos (num total de catorze), o seu objectivo seria atingido. É sugerido pelo autor que, utilizando sete êmbolos, três deles estarão em fase de pressurização, enquanto que os restantes se encontrarão em fase de aspiração, suavizando assim as transições entre as fases de aspiração e de compressão, bem como contribuindo para um melhor equilíbrio das pressões dentro do sistema de contenção dos êmbolos.

Ainda dentro do grupo de bombas de intensificador, existem também as que utilizam ar comprimido ao invés de óleo como meio de pressurização da água de corte. Sendo bombas económicas e de baixa manutenção, estas podem chegar a 4000bar de pressão de funcionamento contínuo. A grande desvantagem é que o caudal disponibilizado por estas bombas é muito reduzido, em relação às necessidades de corte da grande maioria dos materiais vulgarmente cortados, sendo tipicamente inferior a 0,3 l/m. Por esta razão, este tipo de bombas é usada em casos muito específicos, não sendo uma opção válida para sistemas de corte por jacto de água, em geral.

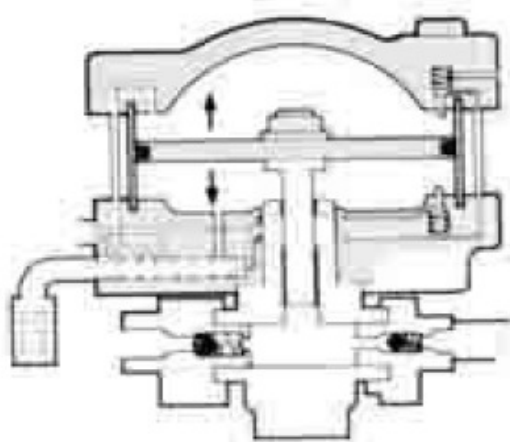


Figura 4.15 – Esquema de funcionamento de bomba de intensificador de ar comprimido.

Em 1999, Yie volta a apresentar um novo conceito de bomba, desta vez de accionamento directo^[4.11]. Para esta bomba, o autor utilizou o conhecido princípio de accionamento das bombas hidráulicas axiais de êmbolos paralelos de prato inclinado, e adaptou-o para fazer face às exigências próprias de trabalho em pressões muito altas.

A primeira preocupação foi a de equilibrar a carga sobre os rolamentos que apoiam o veio que suporta e acciona o prato. Para isso, criou dois pratos desfasados de 180°, e igual número de filas de êmbolos concêntricos. Esse arranjo pode ser verificado na Figura 4.16. Para tornar o sistema mais compacto, as duas fileiras de êmbolos são também desfasadas angularmente, para que os êmbolos montados sobre a circunferência de menor diâmetro sejam inseridos entre os que se encontram montados sobre a de maior diâmetro. Este pormenor é visível na Figura 4.16. Como em todas as bombas de água de alta pressão, devido às fracas características lubrificantes da mesma, é necessário incluir um circuito de

lubrificação que funciona separado do circuito de alta pressão, constituído por bomba de recirculação, tanque e refrigerador. O autor apresenta, como características teóricas de funcionamento, uma pressão máxima de 2758bar, e um caudal máximo de 14 l/m. Ao contrário das bombas de alta pressão que foram apresentadas ao longo deste trabalho, o autor pretende que esta bomba trabalhe a uma rotação elevada (igual ou superior a 1800r.p.m.), solução contraditória com um dos pontos chave para o aumento da vida útil dos vedantes de alta pressão. Dada a ausência de qualquer referência a esta bomba por parte da empresa Jetec, e a indisponibilidade demonstrada pela empresa em responder a qualquer contacto, sugerem que este conceito não provou preencher os requisitos necessários para se tornar numa solução comercial na área do corte por jacto de água.

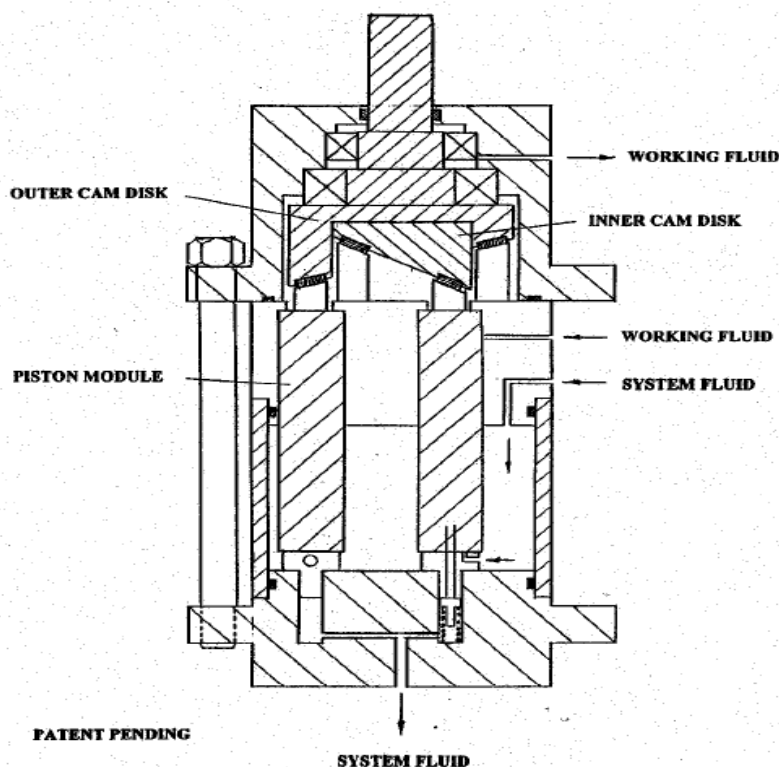


Figura 4.16 – Esquema de funcionamento de bomba de accionamento directo axial.

Na Figura 4.17 é apresentada uma fotografia dos êmbolos montados na bomba de accionamento axial conforme descrito.

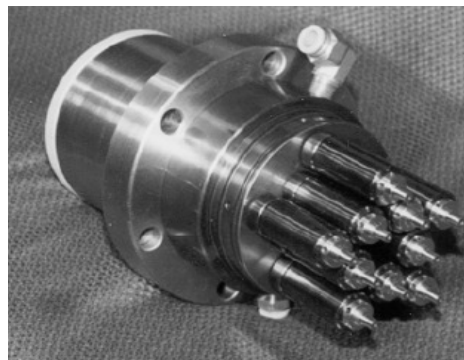


Figura 4.17 – Êmbolos montados na bomba de accionamento directo axial.

Fruto de pesquisa na internet^[4.12], foi encontrada uma bomba em tudo similar às de intensificador de êmbolos duplos opostos, cujo accionamento é efectuado através de um sistema com um servo-motor e fusos de esferas, o invés do comum êmbolo hidráulico, conforme se pode ver na Figura 4.18. Apesar de ter a clara vantagem da maior limpeza e menor ruído de funcionamento, esta solução é mais complexa de fabricar, já que necessita de guiamentos e componentes específicos para o accionamento, e também para o controlo do movimento e da pressão à saída da bomba. Tal como na bomba de intensificador de êmbolos duplos opostos, a energia disponível no fim do ciclo de compressão, devida à compressibilidade da água, é desaproveitada.

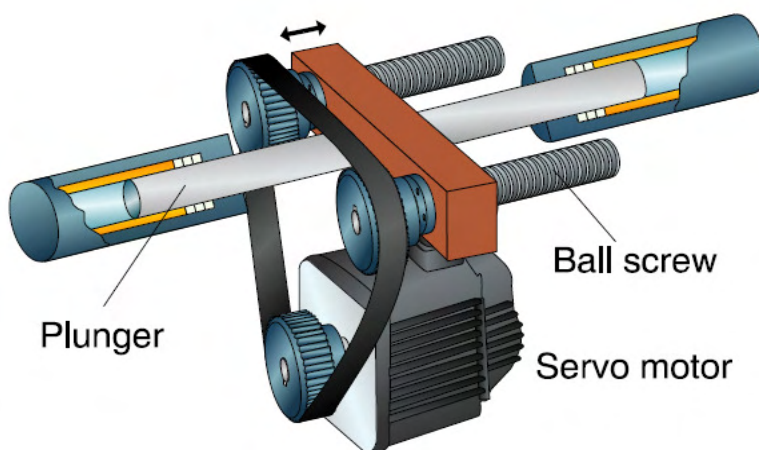


Figura 4.18 – Imagem de bomba de intensificador de duplo efeito servo-comandada.

Segundo uma publicação recente^[4.13], a empresa Flow, um dos maiores e mais conhecidos fabricantes de sistemas de corte por jacto de água, apresentou recentemente no mercado uma bomba de accionamento directo capaz de uma pressão de funcionamento contínua de 3800bar, e que anuncia ter sistemas integrados que permitem a adaptação automática às características do trabalho a ser efectuado, seja a mudança de orifícios de corte, ou a alimentação de várias cabeças de corte (tecnologia PCV). Ao ultrapassar esta característica intrínseca, torna esta bomba num concorrente sério à tecnologia baseada em intensificadores, evitando um dos pontos negativos deste tipo de bombas. Infelizmente, os dados disponibilizados pela empresa sobre este produto são muito limitados, não sendo possível uma análise profunda. Desta forma, e apesar desta ser considerada na tabela comparativa a apresentar de seguida, será excluída da lista das possibilidades de escolha.

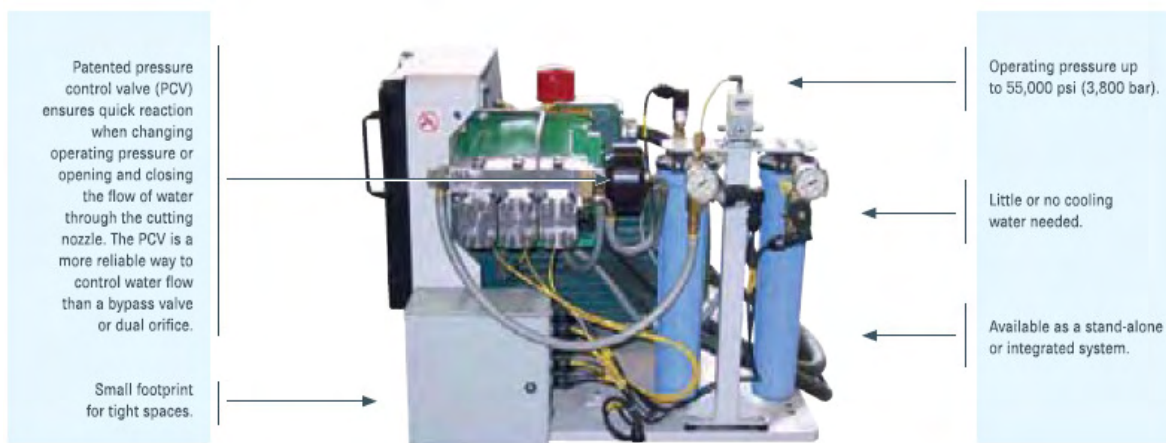


Figura 4.19 – Imagem de bomba de accionamento directo com tecnologia PCV.

Selecção de uma bomba de alta pressão

O processo de efectuar uma selecção, ou tomar uma decisão, pode ser visto como o resultado de um processo mental que leva à selecção de uma entre várias alternativas. Cada processo de decisão produz uma escolha final, que pode ser uma acção, ou uma opinião. Pode igualmente ser visto como uma actividade de resolução de problemas, que termina quando se encontra uma solução satisfatória.

Para se poder efectuar uma decisão é necessário, antes de mais, perceber o problema que se coloca, conhecer as suas variáveis, sejam elas mensuráveis ou subjectivas, estabelecer critérios, e ponderar as várias opções. Iremos de seguida efectuar todos esses passos, e apresentar um método que permite auxiliar a tomada de decisões que se aplica à tarefa de escolher a melhor bomba de alta pressão para o corte por jacto de água.

5.1. Critérios

A selecção da bomba de alta pressão que melhor se adequa ao corte por jacto de água é fundamentada numa série de características (critérios) consideradas mais importantes nas bombas de alta pressão para este fim, e na classificação (ou peso) atribuída a cada uma dessas características. A bomba que reunir a melhor pontuação global será a melhor opção, logo, a escolhida. Na Tabela 5.1 temos descritas as características de selecção levadas em consideração.

Característica
Longevidade de vedantes
Adaptabilidade de pressão
Flutuação de pressão
Pressão máxima
Eficiência energética
Facilidade de manutenção
Custo inicial
Facilidade de regulação
Ruído de funcionamento
Limpeza

Tabela 5.1 – Características a analisar.

5.2. Metodologia para decisão com critérios múltiplos

Como pode ser facilmente apreendido, estamos perante características que não podem ser comparadas directamente, tais como, por exemplo, a duração de um vedante e o custo inicial da bomba, dado que os valores de um e de outro são muito diferentes em várias ordens de grandeza, e eles não são directamente comparáveis entre si.

Quando temos de efectuar uma decisão baseada em critérios que não dispõem de uma expressão analítica ou numérica clara, devem ser aplicadas as técnicas englobadas na decisão com múltiplos critérios, visto que esta técnica permite obter indicadores de força (ou peso) subjectivos de cada variável, e auxiliar a decisão através dos valores obtidos^[5.1].

Tal como foi referido anteriormente, a decisão nestes casos será sempre subjectiva, e logo dependente de quem a efectua, dos seus objectivos, conhecimentos, experiência, ética e moral.

Entre as várias técnicas existentes dentro do domínio da decisão com múltiplos critérios, optámos por utilizar o Processo de Hierarquia Analítica^[5.2]. Este processo, desenvolvido por Thomas L. Saaty em meados da década de 70, ajuda os decisores a encontrar a solução que melhor se enquadra nas suas necessidades e entendimento do problema, ao invés de permitir obter uma solução única tida como a correcta.

Na essência do Processo de Hierarquia Analítica está patente que o julgamento humano pode ser usado, da mesma forma que a informação tangível, para efectuar avaliações. Através desta técnica, quaisquer dados serão convertidos em valores numéricos que poderão ser processados e comparados para resolver o problema em curso. O processo permite obter um peso numérico para cada elemento da hierarquia, permitindo que elementos diversos, e por vezes incomensuráveis, possam ser comparados de forma racional e consistente. Esta funcionalidade distingue o Processo de Hierarquia Analítica de outros, tornando-o mais indicado para aplicar no caso presente.

Antes de aplicar o processo à decisão em causa no presente trabalho, iremos delinear os conceitos base do mesmo, explicar de forma pormenorizada os passos a executar, com a ajuda de um exemplo muito simples, e aplicar a um caso típico como a escolha da localização das instalações de uma empresa.

O primeiro passo deste processo de decisão consiste em decompor o problema numa hierarquia de subproblemas, sendo cada um analisado independentemente. Os elementos da hierarquia podem relacionar-se com qualquer aspecto do problema – tangível ou intangível, cuidadosamente medido ou estimado de forma grosseira, melhor ou pior entendido – em suma, tudo o que se aplique à decisão em curso. O exemplo mais simples que vamos usar é a escolha entre três peças de fruta da mesma qualidade, baseada na sua dimensão.

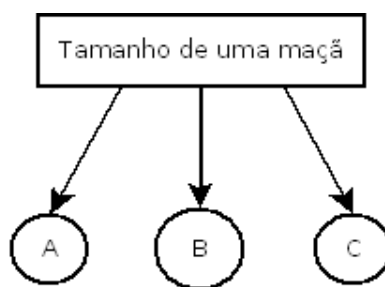


Figura 5.1 – Hierarquia da selecção entre três peças de fruta da mesma qualidade, baseada na dimensão.

Uma vez construída a hierarquia, avaliam-se sistematicamente os seus elementos, comparando-os com os restantes, numa matriz de comparação binária. Esta matriz permite obter prioridades numéricas para cada uma das alternativas, que representam a potencialidade (ou força) relativa de cada uma das alternativas, permitindo uma análise

directa das várias hipóteses. No caso do exemplo acima, obter uma escala da grandeza relativa entre a dimensão das peças de fruta é algo muito simples e fácil de obter, tanto visualmente como baseando-nos na medição da volumetria de cada espécime. Porém, na maioria das decisões da vida real não é possível obter directamente uma grandeza baseada numa origem e numa escala. Isso coloca-nos um problema que o nosso cérebro resolve de forma muito expedita. Apesar do processo de comparação estar patente em todas as decisões que efectuamos, muitas vezes utilizamos uma escala comparativa, ao invés de uma escala absoluta^[5.1]. A grande diferença entre estas duas escalas é que a escala absoluta reflecte uma diferença de grandeza (a maçã A é duas vezes maior do que a maçã B), enquanto que a outra reflecte uma comparação (a maçã A é bastante maior do que a maçã B). Na Figura 5.2 podemos ver a tabela de comparação de grandeza das peças de fruta.







Comparação Volumétrica		A	B	C
	Maçã A			
		S_1/S_1	S_1/S_2	S_1/S_3
	Maçã B	S_2/S_1	S_2/S_2	S_2/S_3
	Maçã C	S_3/S_1	S_3/S_2	S_3/S_3

Figura 5.2 – Tabela de comparação volumétrica das três peças de fruta.

Para obtermos a tabela da Figura 5.2 assumimos que o volume de cada maçã é conhecido (respectivamente S_1 , S_2 e S_3), e comparamos, para cada elemento, o volume da maçã que se encontra à esquerda com o da que se encontra acima, sendo colocado o rácio resultante da comparação.

No processo genérico, o objectivo é criar uma matriz de comparação $A = (a_{ij})$, com respeito a cada elemento que os elementos tenham em comum. Esta matriz é recíproca, uma vez que $a_{ji} = \frac{1}{a_{ij}}$, e $a_{ii} = 1$. Numa matriz de ordem n são efectuadas $\frac{n(n-1)}{2}$ comparações.

Assumimos que o volume de cada maçã é conhecido e obedece à seguinte regra: A maçã A é duas vezes maior que a maçã B, e esta é três vezes maior que a maçã C. Neste caso, $a_{12} = 2$, e $a_{23} = 3$, tal como se pode ver na tabela da Figura 5.3.







Comparação Volumétrica		Maçã A	Maçã B	Maçã C	Volume relativo Normalizado	Prioridades
						
	Maçã A	1	2	6	6/10	A
	Maçã B	1/2	1	3	3/10	B
	Maçã C	1/6	1/3	1	1/10	C

Figura 5.3 – Tabela de comparação volumétrica normalizada das três peças de fruta, com vector de prioridades.

Através da tabela da Figura 5.3 podemos obter os autovectores, que nos indicam a ordem de prioridades de cada critério, e os autovalores, que indicam o seu peso relativo. Os autovectores são obtidos dividindo os elementos de cada coluna pelo seu somatório (normalizando-os), e os autovalores somando os elementos normalizados de cada linha, efectuando posteriormente a média à coluna resultante.

Para usar este método sem ter valores tangíveis ou mensuráveis, o processo apoia-se na Escala Fundamental de Valores Absolutos^[5.1] para fornecer os valores a colocar no lugar dos rácios. Esta tabela encontra-se representada na Figura 5.4.

Intensidade da importância	Definição	Explicação
1	Mesma importância	As duas actividades contribuem igualmente para o objectivo
3	Importância moderada uma sobre a outra	A experiência ou o julgamento favorecem ligeiramente uma actividade em detrimento de outra
5	Essencial ou grande importância	A experiência ou o julgamento favorecem fortemente uma actividade em detrimento de outra
7	Muito forte ou importância demonstrada	Uma actividade é fortemente favorecida; a sua dominância é demonstrada na prática
9	Extrema importância	A evidência favorece uma actividade em relação à outra com o mais alto grau de certeza
2, 4, 6, 8	Valores intermédios entre valores da escala adjacentes	Quando é necessário um compromisso entre as duas definições
Recíprocos dos valores acima	Se a actividade i possuir um dos Valores acima quando comparada com a actividade j , então j tem o valor recíproco quando comparada com i .	Quando se deseja um maior compromisso. Uma suposição razoável
Racionais	Proporções da escala	Se a consistência tiver que ser forçada, obtendo-se n valores numéricos para expandir a matriz

Figura 5.4 – Escala Fundamental de Valores Absolutos.

Neste caso, a comparação é efectuada para cada par de elementos, respeitante a uma propriedade que tenham em comum. É considerado que elemento que tenha menor importância (o mais pequeno, no caso do exemplo das peças de fruta) obtenha o valor unitário, sendo atribuído ao outro elemento um valor baseado na escala fundamental que reflecte a importância, preferência ou, de um modo mais genérico, a dominância relativa sobre o primeiro.

Tal como foi referido acima, o método é dotado de uma forma de avaliar a consistência da matriz que reflecte a dominância dos elementos, por forma a avaliar a qualidade dos dados.

A consistência da matriz positiva recíproca é equivalente à suposição de que o seu autovalor máximo λ_{\max} deverá ser igual a n . Quanto mais próximo de n , mais consistente é o seu resultado. Saaty provou que, para uma matriz recíproca consistente, o maior autovalor é igual ao tamanho da matriz de comparação, ou seja, $\lambda_{\max} = n$. Considerou a medida da consistência como o Índice de Consistência (IC) que pode ser medido pela seguinte fórmula $IC = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1}$, sendo que λ_{\max} é o resultado da soma dos produtos de cada elemento do vector de prioridades com a soma de cada coluna da matriz recíproca.

A Razão de Consistência (RC) é então a comparação entre o Índice de Consistência (IC) e o Índice Aleatório (IA), obtido recorrendo ao quadro de índices aleatórios^[5.1] da Figura 5.5, em função de n . Por definição, $RC = \frac{IC}{IA}$. Saaty define que se $RC < 0.1$, o grau de consistência é satisfatório. Este valor será tanto mais baixo quanto mais consistentes forem os dados do decisor.

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
IA	0	0	0,58	0,90	1,12	1,24	1,32	1,41	1,45	1,49

Figura 5.5 – Escala de Índices Aleatórios.

Aplicando ao exemplo em causa, temos a matriz recíproca $A = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 6 \\ 1/2 & 1 & 3 \\ 1/6 & 1/3 & 1 \end{bmatrix}$, à qual

corresponde a seguinte matriz de pesos relativos $B = \begin{bmatrix} 6/10 \\ 3/10 \\ 1/10 \end{bmatrix}$.

Para obtermos o Índice de Consistência, o primeiro passo é determinar a resultante do produto $A \times B$. $C = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 6 \\ 1/2 & 1 & 3 \\ 1/6 & 1/3 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 6/10 \\ 3/10 \\ 1/10 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,8 \\ 0,9 \\ 0,3 \end{bmatrix}$. De seguida calculamos

$$\lambda_{\max} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{B_i} = \frac{1}{3} \left\{ \frac{1,8}{0,6} + \frac{0,9}{0,3} + \frac{0,3}{0,1} \right\} = 3.$$

O IC resultante será $IC = \frac{3-3}{3-1} = 0$. Logo, $RC = 0$, como seria de prever, já que os valores da matriz são baseados em características mensuráveis, e têm uma relação bem definida. No exemplo seguinte é possível ver a diferença nos valores do Índice de Consistência e da Razão de Consistência, pelo facto de usarmos valores subjectivos.

Tomemos então o caso de uma empresa que pretende mudar de instalações, e que faz um estudo para escolher o melhor destino. Desse estudo resultam três locais (L1 a L3), e a escolha será baseada em quatro critérios (Preço da propriedade, Distância aos fornecedores, Qualidade dos técnicos e Custo do trabalho). A hierarquia é definida segundo a Figura 5.6.

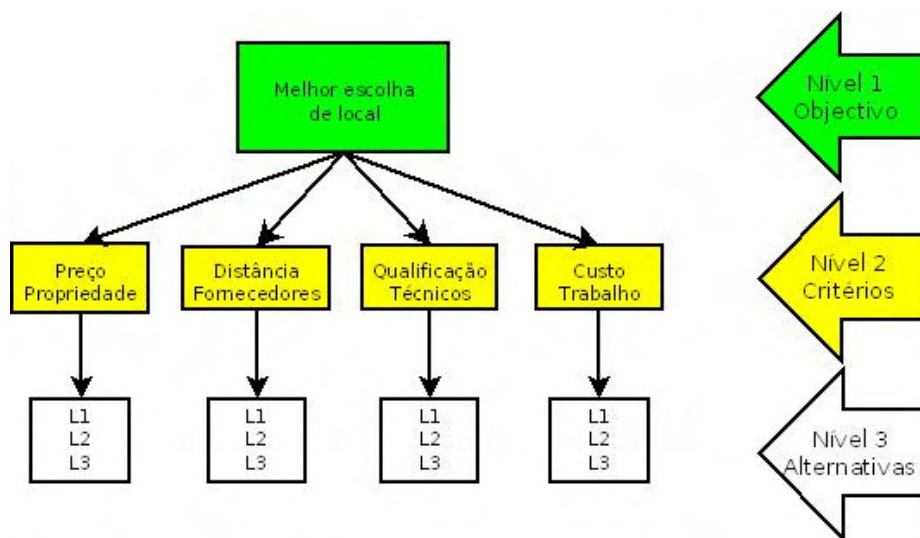


Figura 5.6 – Estrutura hierárquica do caso de estudo de mudança de instalações de uma empresa.

A matriz com a comparação binária de critérios é representada na Tabela 5.2. Esta resume os pesos relativos de cada critério, segundo a óptica da administração da empresa.

Critérios	Preço Propriedade	Distância	Qualificação Técnicos	Custo Trabalho
Preço Propriedade	1,00	0,13	0,50	3,00
Distância	8,00	1,00	5,00	7,00
Qualificação Técnicos	2,00	0,20	1,00	3,00
Custo Trabalho	0,33	0,14	0,33	1,00

Tabela 5.2 – Tabela de comparação binária de critérios.

Normalizando a tabela anterior, obtém-se a Tabela 5.3, com os respectivos autovectores e autovalores.

Critérios	Preço Propriedade	Distância	Qualificação Técnicos	Custo Trabalho	Pesos
Preço Propriedade	0,088	0,085	0,073	0,214	0,115
Distância	0,706	0,681	0,732	0,500	0,655
Qualificação Técnicos	0,176	0,136	0,146	0,214	0,168
Custo Trabalho	0,029	0,097	0,049	0,071	0,062
Total	11,33	1,47	6,83	14,00	(1,00)

Tabela 5.3 – Tabela de comparação binária de critérios, com autovectores e autovalores.

De seguida vamos analisar a consistência da decisão, seguindo o processo acima descrito. Para isso calculamos o seguinte produto:

$$\begin{bmatrix} 1,00 & 0,13 & 0,50 & 3,00 \\ 8,00 & 1,00 & 5,00 & 7,00 \\ 2,00 & 0,20 & 1,00 & 3,00 \\ 0,33 & 0,14 & 0,33 & 1,00 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0,115 \\ 0,655 \\ 0,168 \\ 0,062 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,470 \\ 2,849 \\ 0,715 \\ 0,247 \end{bmatrix}$$

$$\text{Assim sendo, } \lambda_{\max} = \frac{1}{4} \left\{ \frac{0,470}{0,115} + \frac{2,849}{0,655} + \frac{0,715}{0,168} + \frac{0,247}{0,062} \right\} = 4,169.$$

O Índice de Consistência será $IC = \frac{4,169 - 4}{4 - 1} = \frac{0,169}{3} = 0,056$, e a Razão de Consistência $RC = \frac{0,056}{0,9} = 0,062 < 0,1$.

Deste modo, podemos afirmar que o grau de consistência da decisão é satisfatório.

Uma vez garantido o grau de consistência da decisão, efectuamos a comparação binária dos possíveis destinos, critério a critério. Estes valores estão patentes nas Tabelas 5.4 a 5.7, e incluem também os respectivos valores normalizados (L_iN).

Preço Propriedade	L1	L2	L3	L1N	L2N	L3N	Peso
L1	1,00	4,00	2,00	0,571	0,364	0,632	0,522
L2	0,25	1,00	0,17	0,143	0,091	0,053	0,095
L3	0,50	6,00	1,00	0,286	0,545	0,316	0,382
Total	1,75	11,00	3,17				(1,00)

Tabela 5.4 – Comparação binária de destinos por preço da propriedade.

Distância Fornecedores	L1	L2	L3	L1N	L2N	L3N	Peso
L1	1,00	5,00	0,25	0,192	0,333	0,184	0,236
L2	0,20	1,00	0,11	0,038	0,067	0,082	0,062
L3	4,00	9,00	1,00	0,769	0,600	0,735	0,701
Total	5,20	15,00	1,36				(1,00)

Tabela 5.5 – Comparação binária de destinos por distância aos fornecedores.

Qualidade Técnicos	L1	L2	L3	L1N	L2N	L3N	Peso
L1	1,00	0,25	1,00	0,167	0,179	0,111	0,152
L2	4,00	1,00	7,00	0,667	0,718	0,778	0,721
L3	1,00	0,14	1,00	0,167	0,103	0,111	0,127
Total	6,00	1,39	9,00				(1,00)

Tabela 5.6 – Comparação binária de destinos por qualidade dos técnicos.

Custo Trabalho	L1	L2	L3	L1N	L2N	L3N	Peso
L1	1,00	0,25	2,00	0,182	0,172	0,250	0,201
L2	4,00	1,00	5,00	0,727	0,690	0,625	0,681
L3	0,50	0,20	1,00	0,091	0,138	0,125	0,118
Total	5,50	1,45	8,00				(1,00)

Tabela 5.7 – Comparação binária de destinos por custo do trabalho.

O cálculo que permite obter o melhor local será representado pelo produto do peso das matrizes comparativas dos destinos por critérios, pelos pesos de cada critério, retirado da matriz de critérios. O local cujo valor final for mais alto será o escolhido.

$$L1 = [0,522 \quad 0,236 \quad 0,152 \quad 0,201] \times \begin{bmatrix} 0,115 \\ 0,655 \\ 0,168 \\ 0,062 \end{bmatrix} = 0,253 = 25,3\%$$

$$L2 = [0,095 \quad 0,062 \quad 0,721 \quad 0,681] \times \begin{bmatrix} 0,115 \\ 0,655 \\ 0,168 \\ 0,062 \end{bmatrix} = 0,215 = 21,5\%$$

$$L3 = [0,382 \quad 0,701 \quad 0,127 \quad 0,118] \times \begin{bmatrix} 0,115 \\ 0,655 \\ 0,168 \\ 0,062 \end{bmatrix} = 0,532 = 53,2\%$$

Com base nos valores apresentados, o local L3 será o escolhido para as novas instalações da empresa, com 53,2% de preferência, enquanto que os outros locais apresentam apenas 25,3 e 21,5% de preferência. Este resultado, deve-se em grande, parte à forte componente de proximidade aos fornecedores no local L3, associado ao peso elevado que foi atribuído a esse mesmo critério. Como podemos ver, a aplicação de um método conceptualmente simples pode fornecer uma grande ajuda para efectuar decisões que podem ter grande impacto, e que seriam, à partida, difíceis de tomar.

5.3. Aplicação à selecção de uma bomba de alta pressão

De seguida vamos aplicar o método à situação em causa neste trabalho, a escolha da melhor bomba de alta pressão para o corte por jacto de água, estando resumidos na Tabela 5.7 os critérios anteriormente referidos e as respectivas pontuações, conforme a classificação da tabela da Figura 5.4. Tal como foi explicado anteriormente, iremos estabelecer pesos para os critérios de comparação, efectuar comparações binárias das bombas de alta pressão em função de cada critério, conjugar os valores obtidos com os

pesos para cada critério e, por último, encontrar a bomba que terá a maior pontuação global.

Critério	Longevidade vedantes	Adaptabilidade pressão	Flutuação de pressão	Pressão máxima	Eficiência Energética	Facilidade manutenção	Custo inicial	Facilidade regulação	Ruído funcionamento	Limpeza
Longevidade vedantes	1,00	3,00	3,00	0,33	3,00	1,00	0,20	1,00	5,00	6,00
Adaptabilidade pressão	0,33	1,00	1,00	0,33	0,50	3,00	0,20	1,00	5,00	6,00
Flutuação de pressão	0,33	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,14	1,00	5,00	6,00
Pressão máxima	3,00	3,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	5,00	6,00
Eficiência Energética	0,33	2,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,20	1,00	6,00	6,00
Facilidade manutenção	1,00	0,33	1,00	1,00	1,00	1,00	0,20	1,00	5,00	6,00
Custo inicial	5,00	5,00	7,00	1,00	5,00	5,00	1,00	5,00	7,00	7,00
Facilidade regulação	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,20	1,00	5,00	7,00
Ruído funcionamento	0,20	0,20	0,20	0,20	0,17	0,20	0,14	0,20	1,00	2,00
Limpeza	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,14	0,14	0,50	1,00
Total	12,37	16,70	16,37	7,03	13,83	14,37	3,43	12,34	44,50	53,00

Tabela 5.8 – Comparação binária de critérios na selecção de uma bomba de alta pressão.

Após normalização dos valores, obtemos a Tabela 5.9.

Critério	Longevidade vedantes	Adaptabilidade pressão	Flutuação de pressão	Pressão máxima	Eficiência Energética	Facilidade manutenção	Custo inicial	Facilidade regulação	Ruído funcionamento	Limpeza	Peso	Cálculo Consistência
Longevidade vedantes	0,08	0,18	0,18	0,05	0,22	0,07	0,06	0,08	0,11	0,11	0,11	1,33
Adaptabilidade pressão	0,03	0,06	0,06	0,05	0,04	0,21	0,06	0,08	0,11	0,11	0,08	0,88
Flutuação de pressão	0,03	0,06	0,06	0,14	0,07	0,07	0,04	0,08	0,11	0,11	0,08	0,84
Pressão máxima	0,24	0,18	0,06	0,14	0,07	0,07	0,29	0,08	0,11	0,11	0,14	1,56
Eficiência Energética	0,03	0,12	0,06	0,14	0,07	0,07	0,06	0,08	0,13	0,11	0,09	0,96
Facilidade manutenção	0,08	0,02	0,06	0,14	0,07	0,07	0,06	0,08	0,11	0,11	0,08	0,88
Custo inicial	0,40	0,30	0,43	0,14	0,36	0,35	0,29	0,41	0,16	0,13	0,30	3,50
Facilidade regulação	0,08	0,06	0,06	0,14	0,07	0,07	0,06	0,08	0,11	0,13	0,09	0,95
Ruído funcionamento	0,02	0,01	0,01	0,03	0,01	0,01	0,04	0,02	0,02	0,04	0,02	0,23
Limpeza	0,01	0,01	0,01	0,02	0,01	0,01	0,04	0,01	0,01	0,02	0,02	0,18
$\lambda_{\text{máx}}=$	11,05		IC=	0,12		IA=	1,49		RC=	0,08		

Tabela 5.9 – Comparação binária de critérios de selecção de uma bomba de alta pressão após normalização.

Outra informação apresentada nesta tabela são os valores necessários para o cálculo da consistência da decisão, bem como o resultado dos cálculos para determinar o Índice de Consistência e a Razão de Consistência. Segundo os conceitos do Processo de Hierarquia Analítica acima descritos, o grau da consistência da decisão baseada nestes factores é satisfatório, já que é inferior a 10%.

Os pesos por critério da Tabela 5.9 encontram-se registrados no gráfico da Figura 5.7.

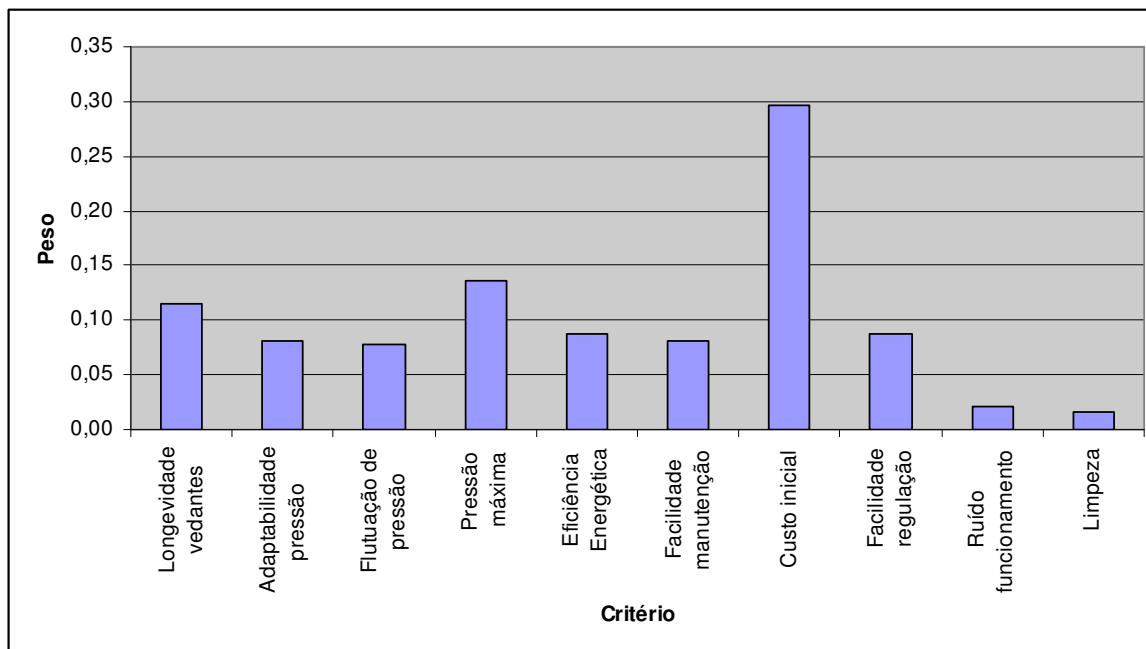


Figura 5.7 – Gráfico Peso por Critério.

Podemos observar que o custo inicial é o critério que detém o peso mais alto, sendo por isso o que mais irá influenciar o resultado final, sendo o seu peso mais do dobro do critério pressão máxima, que ficou em segundo lugar.

Nas Tabelas 5.11 a 5.20 apresentamos os valores que reflectem a comparação binária de cada tipo de bomba em função de cada critério, os autovalores e respectivos autovectores. Cada elemento de comparação binária tem duas colunas, uma com o valor absoluto, e a outra com o valor normalizado (a azul).

Salientamos que, apesar do Processo da Análise Hierárquica apenas preconizar a introdução de valores inteiros, conforme a Tabela 5.4, encontram-se nas tabelas do exemplo anterior, e igualmente nas do caso em estudo, valores fraccionários em algumas das células de comparação binária. Tal facto deve-se ao favorecimento da escolha que se encontra acima da célula, em detrimento da escolha à esquerda. Como a matriz é recíproca, na posição oposta relativamente à diagonal principal irá aparecer o número inteiro resultante do inverso da fracção.

Neste estudo apenas serão comparadas as bombas que se podem aplicar ao corte por

jacto de água, e das quais tenhamos dados para introduzir no processo. Deste modo, serão comparadas as bombas de alta pressão constantes na Tabela 5.10. Os dados utilizados nesta comparação baseiam-se em informação obtida junto dos fabricantes, e também na experiência de utilizadores de equipamentos de corte por jacto de água.

Bomba de alta pressão
Intensificador Óleo $P_{\text{máx}} = 4000\text{bar}$
Intensificador Óleo $P_{\text{máx}} = 6000\text{bar}$
Intensificador Servo $P_{\text{máx}} = 4000\text{bar}$
Int. Êmbolos Desfasados $P_{\text{máx}}=4000\text{bar}$
Accionamento Directo Cambota
Accionamento Directo Cambota com PCV

Tabela 5.10 – Bombas de alta pressão a serem comparadas.

Longevidade Vedantes	Intensificador Óleo P _{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P _{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P _{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P _{máx} =4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,34	5,00	0,21	1,00	0,34	3,00	0,38	5,00	0,33	5,00	0,33	0,32
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar</i>	0,20	0,07	1,00	0,04	0,20	0,07	0,33	0,04	0,20	0,01	0,20	0,01	0,04
<i>Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,34	5,00	0,21	1,00	0,34	3,00	0,38	5,00	0,33	5,00	0,33	0,32
<i>Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar</i>	0,33	0,11	3,00	0,13	0,33	0,11	1,00	0,13	3,00	0,20	3,00	0,20	0,15
<i>Accionamento Directo Cambota</i>	0,20	0,07	5,00	0,21	0,20	0,07	0,33	0,04	1,00	0,07	1,00	0,07	0,09
<i>Accionamento Directo Cambota com PCV</i>	0,20	0,07	5,00	0,21	0,20	0,07	0,33	0,04	1,00	0,07	1,00	0,07	0,09
Total	2,93		24,00		2,93		8,00		15,20		15,20		(1,00)

Tabela 5.11 – Tabela comparativa da longevidade de vedantes por tipo de bomba.

Adaptabilidade de pressão	Intensificador Óleo P _{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P _{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P _{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P _{máx} =4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,27	1,00	0,27	3,00	0,28	1,00	0,27	5,00	0,25	5,00	0,25	0,26
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar</i>	1,00	0,27	1,00	0,27	3,00	0,28	1,00	0,27	5,00	0,25	5,00	0,25	0,26
<i>Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar</i>	0,33	0,09	0,33	0,09	1,00	0,09	0,33	0,09	3,00	0,15	3,00	0,15	0,11
<i>Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar</i>	1,00	0,27	1,00	0,27	3,00	0,28	1,00	0,27	5,00	0,25	5,00	0,25	0,26
<i>Accionamento Directo Cambota</i>	0,20	0,05	0,20	0,05	0,33	0,03	0,20	0,05	1,00	0,05	1,00	0,05	0,05
<i>Accionamento Directo Cambota com PCV</i>	0,20	0,05	0,20	0,05	0,33	0,03	0,20	0,05	1,00	0,05	1,00	0,05	0,05
Total	3,73		3,73		10,67		3,73		20,00		20,00		(1,00)

Tabela 5.12 – Tabela comparativa da adaptabilidade de pressão por tipo de bomba.

Flutuação de pressão	Intensificador Óleo P _{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P _{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P _{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P _{máx} =4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	0,14	0,06	0,14	0,06	0,06
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar</i>	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	0,14	0,06	0,14	0,06	0,06
<i>Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	0,14	0,06	0,14	0,06	0,06
<i>Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar</i>	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	1,00	0,06	0,14	0,06	0,14	0,06	0,06
<i>Accionamento Directo Cambota</i>	7,00	0,39	7,00	0,39	7,00	0,39	7,00	0,39	1,00	0,39	1,00	0,39	0,39
<i>Accionamento Directo Cambota com PCV</i>	7,00	0,39	7,00	0,39	7,00	0,39	7,00	0,39	1,00	0,39	1,00	0,39	0,39
Total	18,00		18,00		18,00		18,00		2,57		2,57		(1,00)

Tabela 5.13 – Tabela comparativa da flutuação de pressão por tipo de bomba.

Pressão máxima	Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar	1,00	0,14	0,50	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	0,14
Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar	2,00	0,29	1,00	0,29	2,00	0,29	2,00	0,29	2,00	0,29	2,00	0,29	0,29
Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar	1,00	0,14	0,50	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	0,14
Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar	1,00	0,14	0,50	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	0,14
Accionamento Directo Cambota	1,00	0,14	0,50	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	0,14
Accionamento Directo Cambota com PCV	1,00	0,14	0,50	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	1,00	0,14	0,14
Total	7,00		3,50		7,00		7,00		7,00		7,00		(1,00)

Tabela 5.14 – Tabela comparativa da pressão máxima por tipo de bomba.

Eficiência Energética	Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar	1,00	0,08	0,50	0,03	0,33	0,06	1,00	0,09	0,33	0,10	0,33	0,10	0,07
Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar	2,00	0,15	1,00	0,05	0,17	0,03	0,50	0,04	0,20	0,06	0,20	0,06	0,07
Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar	3,00	0,23	6,00	0,31	1,00	0,17	3,00	0,26	0,50	0,15	0,50	0,15	0,21
Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar	1,00	0,08	2,00	0,10	0,33	0,06	1,00	0,09	0,33	0,10	0,33	0,10	0,09
Accionamento Directo Cambota	3,00	0,23	5,00	0,26	2,00	0,34	3,00	0,26	1,00	0,30	1,00	0,30	0,28
Accionamento Directo Cambota com PCV	3,00	0,23	5,00	0,26	2,00	0,34	3,00	0,26	1,00	0,30	1,00	0,30	0,28
Total	13,00		19,50		5,83		11,50		3,37		3,37		(1,00)

Tabela 5.15 – Tabela comparativa da eficiência energética por tipo de bomba.

Facilidade de manutenção	Intensificador Óleo P _{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P _{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P _{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P _{máx} =4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,31	1,00	0,31	3,00	0,31	2,00	0,34	5,00	0,25	5,00	0,25	0,29
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar</i>	1,00	0,31	1,00	0,31	3,00	0,31	2,00	0,34	5,00	0,25	5,00	0,25	0,29
<i>Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar</i>	0,33	0,10	0,33	0,10	1,00	0,10	0,50	0,08	3,00	0,15	3,00	0,15	0,12
<i>Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar</i>	0,50	0,15	0,50	0,15	2,00	0,21	1,00	0,17	5,00	0,25	5,00	0,25	0,20
<i>Accionamento Directo Cambota</i>	0,20	0,06	0,20	0,06	0,33	0,03	0,20	0,03	1,00	0,05	1,00	0,05	0,05
<i>Accionamento Directo Cambota com PCV</i>	0,20	0,06	0,20	0,06	0,33	0,03	0,20	0,03	1,00	0,05	1,00	0,05	0,05
Total	3,23		3,23		9,67		5,90		20,00		20,00		(1,00)

Tabela 5.16 – Tabela comparativa da facilidade de manutenção por tipo de bomba.

Custo inicial	Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar	1,00	0,37	5,00	0,42	3,00	0,38	3,00	0,27	3,00	0,32	2,00	0,36	0,35
Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar	0,20	0,07	1,00	0,08	2,00	0,25	2,00	0,18	0,33	0,04	0,50	0,09	0,12
Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar	0,33	0,12	0,50	0,04	1,00	0,13	2,00	0,18	2,00	0,21	1,00	0,18	0,14
Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar	0,33	0,12	0,50	0,04	0,50	0,06	1,00	0,09	1,00	0,11	0,50	0,09	0,09
Accionamento Directo Cambota	0,33	0,12	3,00	0,25	0,50	0,06	1,00	0,09	1,00	0,11	0,50	0,09	0,12
Accionamento Directo Cambota com PCV	0,50	0,19	2,00	0,17	1,00	0,13	2,00	0,18	2,00	0,21	1,00	0,18	0,18
Total	2,70		12,00		8,00		11,00		9,33		5,50		(1,00)

Tabela 5.17 – Tabela comparativa do custo inicial por tipo de bomba.

Facilidade de regulação	Intensificador Óleo P _{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P _{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P _{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P _{máx} =4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,27	1,00	0,27	3,00	0,35	1,00	0,23	5,00	0,25	5,00	0,25	0,27
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar</i>	1,00	0,27	1,00	0,27	3,00	0,35	1,00	0,23	5,00	0,25	5,00	0,25	0,27
<i>Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar</i>	0,33	0,09	0,33	0,09	1,00	0,12	1,00	0,23	3,00	0,15	3,00	0,15	0,14
<i>Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar</i>	1,00	0,27	1,00	0,27	1,00	0,12	1,00	0,23	5,00	0,25	5,00	0,25	0,23
<i>Accionamento Directo Cambota</i>	0,20	0,05	0,20	0,05	0,33	0,04	0,20	0,05	1,00	0,05	1,00	0,05	0,05
<i>Accionamento Directo Cambota com PCV</i>	0,20	0,05	0,20	0,05	0,33	0,04	0,20	0,05	1,00	0,05	1,00	0,05	0,05
Total	3,73		3,73		8,67		4,40		20,00		20,00		(1,00)

Tabela 5.18 – Tabela comparativa da facilidade de regulação por tipo de bomba.

Ruído de funcionamento	Intensificador Óleo P _{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P _{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P _{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P _{máx} =4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,04	2,00	0,06	0,14	0,04	0,50	0,02	0,14	0,04	0,14	0,04	0,04
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar</i>	0,50	0,02	1,00	0,03	0,11	0,03	0,33	0,01	0,11	0,03	0,11	0,03	0,03
<i>Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar</i>	7,00	0,29	9,00	0,27	1,00	0,30	8,00	0,31	1,00	0,30	1,00	0,30	0,29
<i>Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar</i>	2,00	0,08	3,00	0,09	0,13	0,04	1,00	0,04	0,13	0,04	0,13	0,04	0,05
<i>Accionamento Directo Cambota</i>	7,00	0,29	9,00	0,27	1,00	0,30	8,00	0,31	1,00	0,30	1,00	0,30	0,29
<i>Accionamento Directo Cambota com PCV</i>	7,00	0,29	9,00	0,27	1,00	0,30	8,00	0,31	1,00	0,30	1,00	0,30	0,29
Total	24,50		33,00		3,38		25,83		3,38		3,38		(1,00)

Tabela 5.19 – Tabela comparativa do ruído de funcionamento por tipo de bomba.

Limpeza	Intensificador Óleo P _{máx} = 4000bar		Intensificador Óleo P _{máx} = 6000bar		Intensificador Servo P _{máx} = 4000bar		Int. Êmbolos Desfasados P _{máx} =4000bar		Accionamento Directo Cambota		Accionamento Directo Cambota com PCV		Peso
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar</i>	1,00	0,04	2,00	0,06	0,14	0,04	0,50	0,02	0,14	0,04	0,14	0,04	0,04
<i>Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar</i>	0,50	0,02	1,00	0,03	0,11	0,03	0,33	0,01	0,11	0,03	0,11	0,03	0,03
<i>Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar</i>	7,00	0,29	9,00	0,27	1,00	0,30	8,00	0,31	1,00	0,30	1,00	0,30	0,29
<i>Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar</i>	2,00	0,08	3,00	0,09	0,13	0,04	1,00	0,04	0,13	0,04	0,13	0,04	0,05
<i>Accionamento Directo Cambota</i>	7,00	0,29	9,00	0,27	1,00	0,30	8,00	0,31	1,00	0,30	1,00	0,30	0,29
<i>Accionamento Directo Cambota com PCV</i>	7,00	0,29	9,00	0,27	1,00	0,30	8,00	0,31	1,00	0,30	1,00	0,30	0,29
<i>Total</i>	24,50		33,00		3,38		25,83		3,38		3,38		(1,00)

Tabela 5.20 – Tabela comparativa da limpeza por tipo de bomba.

De cada uma das tabelas anteriores podemos inferir os pontos mais fortes e mais fracos de cada tipo de bomba, para cada critério da comparação. Aos pontos mais fortes corresponde um valor mais alto na coluna mais à direita.

Importa desde já salientar que no caso da bomba de intensificador accionada por um servo-motor, o modelo anunciado apenas permite atingir os 4000bar, por oposição aos modelos de 6000bar de intensificador, em que o fluido operante é óleo, actualmente existentes no mercado. Do mesmo modo, as bombas de accionamento directo apresentadas no estudo não permitem pressões de trabalho acima dos 4000bar. Este facto explica a pontuação inferior obtida por estas bombas, em relação às de intensificador, com pressão de trabalho de 6000bar.

Os valores das tabelas anteriores vêm corroborar todas as características descritas ao longo deste trabalho, para cada forma construtiva das bombas de alta pressão.

Características como a longevidade dos vedantes, adaptabilidade às variações de pressão, facilidade de manutenção, e facilidade de regulação estão mais evidenciadas no grupo das bombas de intensificador, enquanto que a menor flutuação de pressão, maior eficiência energética, menor ruído e maior limpeza são características onde as bombas de accionamento directo têm mais vantagem.

Desta forma é possível justificar a tendência geral dos fabricantes em investir na investigação dos materiais para permitir um aumento da longevidade dos componentes e actuar sobre o *design* por forma a diminuir custos e facilitar a manutenção, em detrimento de explorar novos conceitos. O aumento da fiabilidade é também um tema de constante desenvolvimento, pois permite baixar os custos de exploração do equipamento.

A Tabela 5.21 resume os valores retirados da última coluna de cada uma das Tabelas 5.11 a 5.20, bem como os pesos relativos de cada critério, sendo apresentado na Tabela 5.22 o resultado do processo de decisão.

Característica / Bomba	Longevidade vedantes	Adaptabilidade pressão	Flutuação de pressão	Pressão máxima	Eficiência Energética	Facilidade manutenção	Custo inicial	Facilidade regulação	Ruído Funcionamento	Limpeza
Peso	0,11	0,08	0,08	0,14	0,09	0,08	0,30	0,09	0,02	0,02
Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar	0,32	0,26	0,06	0,14	0,07	0,29	0,35	0,27	0,04	0,04
Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar	0,04	0,26	0,06	0,29	0,07	0,29	0,12	0,27	0,03	0,03
Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar	0,32	0,11	0,06	0,14	0,21	0,12	0,14	0,14	0,29	0,29
Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar	0,15	0,26	0,06	0,14	0,09	0,20	0,09	0,23	0,05	0,05
Accionamento Directo Cambota	0,09	0,05	0,39	0,14	0,28	0,05	0,12	0,05	0,29	0,29
Accionamento Directo Cambota com PCV	0,09	0,05	0,39	0,14	0,28	0,05	0,18	0,05	0,29	0,29

Tabela 5.21 – Tabela resumo de critérios por tipo de bomba.

Característica / Bomba	Longevidade vedantes	Adaptabilidade pressão	Flutuação de pressão	Pressão máxima	Eficiência Energética	Facilidade manutenção	Custo inicial	Facilidade regulação	Ruído Funcionamento	Limpeza	Total
Intensificador Óleo P_{máx} = 4000bar	0,037	0,021	0,004	0,020	0,007	0,024	0,105	0,023	0,001	0,001	0,242
Intensificador Óleo P_{máx} = 6000bar	0,005	0,021	0,004	0,039	0,006	0,024	0,035	0,023	0,001	0,000	0,159
Intensificador Servo P_{máx} = 4000bar	0,037	0,009	0,004	0,020	0,019	0,009	0,043	0,012	0,006	0,005	0,163
Int. Êmbolos Desfasados P_{máx}=4000bar	0,017	0,021	0,004	0,020	0,008	0,016	0,026	0,020	0,001	0,001	0,133
Accionamento Directo Cambota	0,010	0,004	0,030	0,020	0,025	0,004	0,036	0,004	0,006	0,005	0,143
Accionamento Directo Cambota com PCV	0,010	0,004	0,030	0,020	0,025	0,004	0,052	0,004	0,006	0,005	0,160

Tabela 5.22 – Tabela resultante da aplicação do Processo de Análise Hierárquica.

Na Figura 5.8 podemos ver um gráfico retirado da tabela anterior, onde é possível verificar a distribuição da pontuação ponderada dos vários critérios para cada tipo de bomba de alta pressão. Neste gráfico é claramente visível que, tal como tinha sido previsto no início da análise desta escolha, que o valor do critério custo inicial tem um peso muito forte na pontuação geral da bomba de intensificador, com 4000bar de pressão máxima.

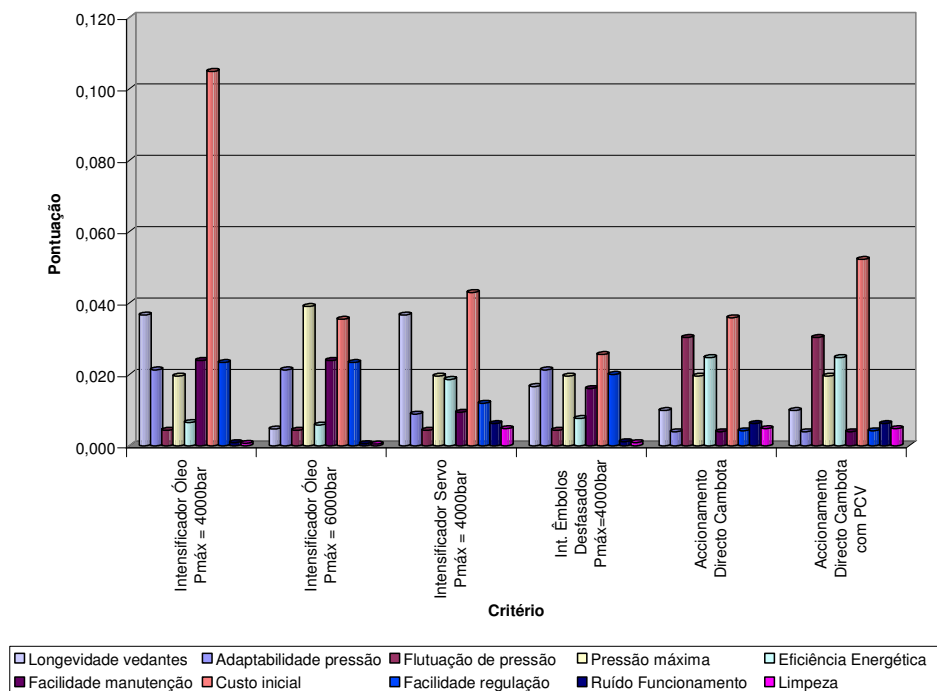


Figura 5.8 – Gráfico comparativo das pontuações ponderadas por tipo de bomba.

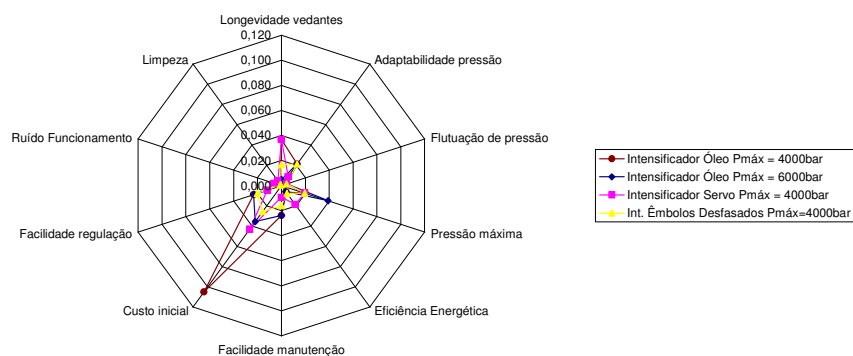


Figura 5.9 – Gráfico comparativo de pontuação ponderada para bombas de intensificador.

Do gráfico da Figura 5.9 podemos depreender que há uma harmonia nos critérios de selecção, havendo dois pontos que fogem à maioria dos resultados, o custo inicial da bomba de intensificador de 4000bar de pressão máxima, e a pressão máxima da bomba de 6000bar. No gráfico da Figura 5.10 podemos verificar que, comparando as duas bombas de accionamento directo, a diferença entre elas cinge-se ao custo mais elevado da solução com o sistema PCV. O facto de haver esta diferença foi estimado, dado que comercialmente fará sentido distanciar um produto com uma característica que lhe permite competir com a tecnologia de intensificador.

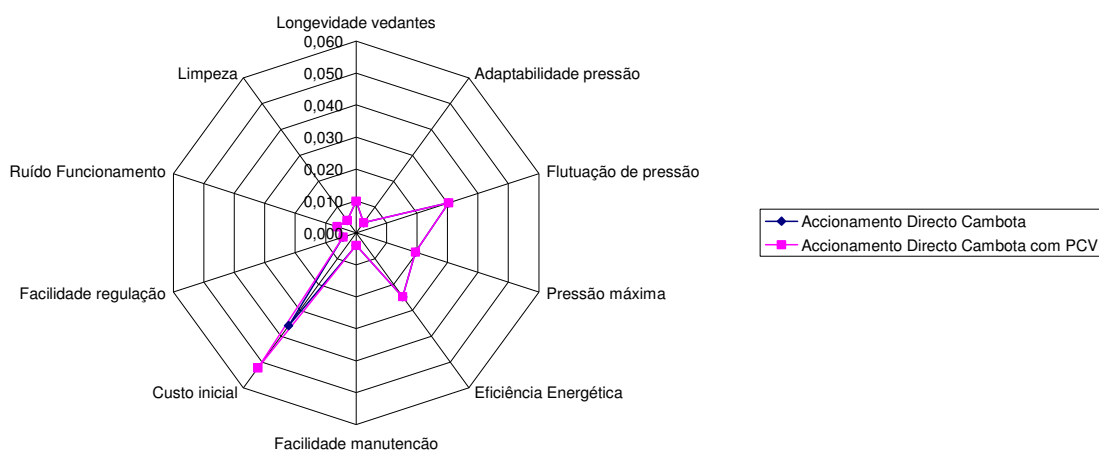


Figura 5.10 – Gráfico comparativo de pontuação ponderada para bombas de accionamento directo.

No gráfico da Figura 5.11 está representada a variação da pontuação ponderada em função do tipo de bomba de alta pressão, resultante da aplicação do processo de selecção.

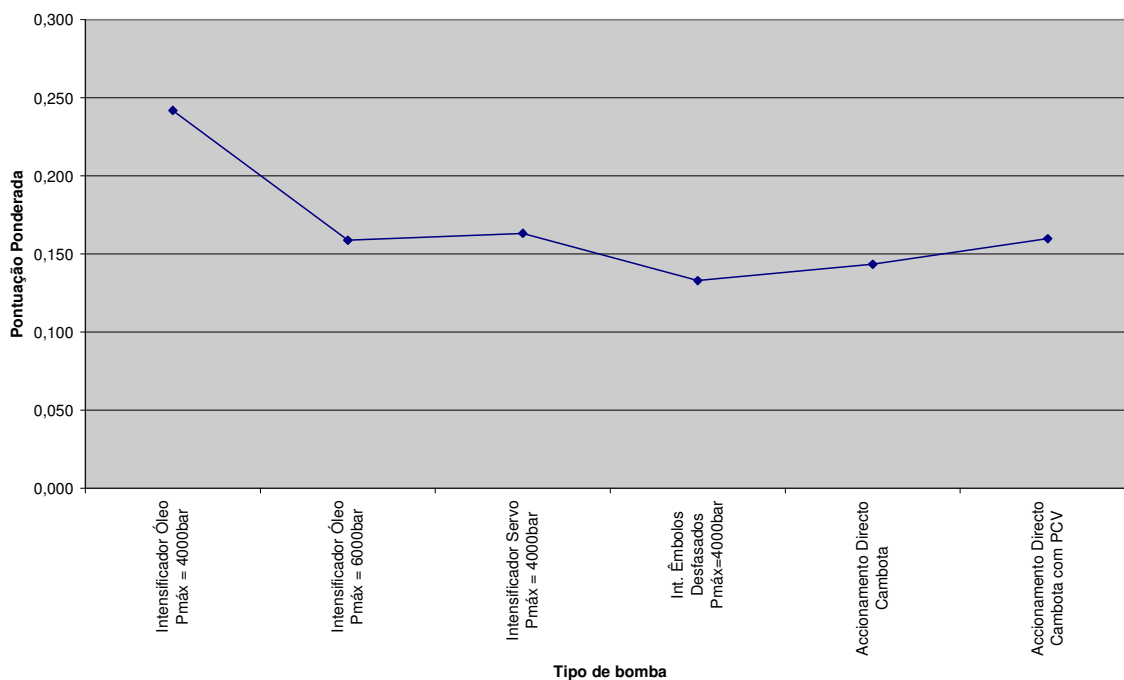


Figura 5.11 – Gráfico com a pontuação total ponderada por tipo de bomba.

5.4. Selecção

Neste ponto iremos analisar os resultados patentes nas tabelas anteriores, e a sua contribuição local para a solução global atingida.

Analisando a Tabela 5.21, denota-se a proximidade de todos os valores encontrados. Este facto vai ao encontro das opiniões expressas quer em artigos escritos, quer em discussões em fóruns^[5.4] da área de corte por jacto de água, e torna a escolha da solução ideal mais complexa do que inicialmente seria de esperar.

Apesar da bomba de intensificador a óleo com pressão máxima 4000bar se ter destacado das outras opções com uma preferência final de 24,2%, é sempre aconselhável ponderar a escolha da bomba de alta pressão ideal para cada situação, tendo em conta as características e requisitos da aplicação a que se destina, a pressão e caudal necessários, a possibilidade de reutilização noutras tarefas no futuro, a capacidade de investimento do cliente (é vulgar uma bomba de alta pressão de um sistema de corte com capacidade até 3800bar representar de 40% a 60% do preço total de um equipamento de corte^[5.5]), e também a potência eléctrica disponível.

Outro ponto a ter em conta é que a tecnologia de intensificador está nos dois primeiros lugares da pontuação, o que demonstra haver uma forte razão para a sua ampla implantação na indústria de corte por jacto de água, dadas as vantagens que foram sendo apresentadas ao longo deste trabalho, e confirmadas pelos dados obtidos junto dos fabricantes e utilizadores deste tipo de equipamentos.

Ainda que tenha ficado em quarto lugar na escala de preferência, a bomba de intensificador com capacidade de pressurizar água a 6000bar em contínuo têm uma vantagem clara quando o tempo de corte é crucial, já que a velocidade de corte é aumentada em cerca de 20 a 30%, e o gasto de abrasivo reduzido em cerca de 30 a 50%, como foi indicado no início deste documento. Esta economia é, no entanto, conseguida à custa da longevidade dos componentes e, consequentemente, dos vedantes, diminuição que acontece de forma exponencial. Trata-se de uma vertente ainda pouco explorada e, consequentemente, pouco fiabilizada das bombas de intensificador, havendo no entanto indicação de desenvolvimentos constantes nessa área.

As bombas de accionamento directo ocupam os lugares mais baixos, dada a sua maior apetência para trabalho a pressões inferiores e trabalhos repetitivos e a pressões constantes, em que não haja necessidade de variar o número de orifícios de corte durante o trabalho. No entanto, seria interessante ter mais informação sobre a bomba de accionamento directo com tecnologia PCV, dada a pontuação que obteve, e as soluções interessantes que foram publicitadas para esta bomba.

Conclusões

Um dos temas que tem sido mais abordados com a recente crise de petróleo, é a eficiência energética de todos os aparelhos que utilizamos no dia-a-dia, quer em casa, quer em ambiente industrial. Como todas as tecnologias recentes, dependentes da energia eléctrica para funcionar, o corte de materiais por jacto de água tem ainda um longo caminho a percorrer na direcção da melhoria da eficiência energética. Infelizmente, da pouca informação que é possível obter acerca do desenvolvimento activo nesta tecnologia, esta é uma das áreas que nunca é mencionada, levando a suspeitar que o investimento será nulo. Não existem sequer estudos que indiquem o prazo de rentabilização, em caso de aquisição de um bomba com maior eficiência energética, ainda que com custo inicial maior, ou até a capitalização de perdas devido a custos de manutenção e de peças de desgaste, para cada tecnologia de bomba.

Ao longo do presente trabalho foi apresentada a tecnologia de corte por jacto de água nas suas principais vertentes, o corte por água pura e com adição de abrasivo. Foram apresentadas as suas principais aplicações conhecidas, e identificadas razões para haver cada vez mais áreas da indústria a aderir a esta tecnologia.

Tal como foi indicado ao longo deste trabalho, esta tecnologia apresenta um grande leque de vantagens, dos quais salientamos a aplicação imediata no corte de produtos alimentares sem contaminação dos mesmos, a versatilidade de utilização, e a qualidade de acabamento das peças cortadas. Outros pontos fortes situam-se também na área ecológica, onde a redução do impacto ambiental pela utilização de um fluido natural com um consumo reduzido, de um abrasivo também ele de origem natural e não contaminante, e da inexistência de aparas, poupando nos sistemas de tratamento de resíduos. No entanto, dado que os requisitos da qualidade de água a utilizar nos sistemas de corte são iguais à água para consumo humano, há estudos a serem efectuados para a utilização de outro tipo de fluidos mais abundantes no nosso planeta, como fluido de corte, permitindo a poupança de um bem limitado e essencial à sobrevivência humana.

Foram identificadas em pormenor as tecnologias de pressurização de água com vista ao corte por jacto de água que existem no mercado, as principais razões de ser de não existirem ainda outros sistemas, e as vantagens e desvantagens de cada um deles.

Recorrendo ao processo de análise hierárquica, foi também elaborada uma tabela focando os critérios mais importantes a ter presentes na selecção da melhor tecnologia de bomba de pressurização para o corte por jacto de água. De entre as bombas disponíveis para selecção, a de tecnologia de intensificador, com pressão máxima de 4000bar, foi considerada a mais adequada para o fim em vista, considerando o peso de cada um dos critérios para a decisão. A consistência do resultado obtido foi comprovada pelos meios inerentes ao processo de análise hierárquica.

Este processo mostrou-se o mais adequado para apoiar este tipo de decisões, mesmo que o decisor queira aplicar pesos diferentes a cada critério, com base na especificidade do equipamento em causa, dada a sua versatilidade em acomodar critérios mensuráveis e subjectivos de forma transparente.

Ainda que a tecnologia de intensificador com capacidade de corte até 4000bar tenha obtido a pontuação mais alta, foi demonstrado que cada solução deve ser analisada no contexto do objectivo a alcançar, não havendo uma bomba de alta pressão que reúna o consenso, ou todas as vantagens, em detrimento de outras. O processo de selecção deve então ser efectuado de forma criteriosa, junto dos vários fabricantes de bombas de alta pressão ou de equipamentos de corte completos, com vista a obter os menores custos iniciais, de exploração, e a maximização dos meios humanos disponíveis.

Tratando-se de um mercado jovem e em clara expansão, seguramente iremos assistir a novidades importantes, tal como tem acontecido recentemente. Não seria de admirar que um estudo semelhante, efectuado no prazo de cinco anos, revelasse outro resultado, face aos novos desenvolvimentos que se adivinham.

Do ponto de vista dos objectivos inicialmente traçados, todos foram plenamente atingidos, tendo sido fundamentado cada passo de esclarecimento ou decisão, de forma consistente, concisa e objectiva.

- [2.1] “The World Waterjet Cutting Tools Markets” Publicado em Agosto 2005 (www.frost.com) – Acedido em Maio de 2009.
- [2.2] D. A. Summers - Waterjetting Technology – E & FN SPON, An Imprint of Chapman & Hall – 1995.
- [2.3] R. K. Miller – Waterjet Cutting: Technology and Industrial Applications – The Fairmont Press, Prentice Hall – 1991.
- [2.4] Flow, Ltd. – Waterjet Cutting Product Catalog – Acedido em Agosto 2009.
- [3.1] Pumps for abrasive jet cutting - Dr. J. H. Olsen, Contributing Writer – www.thefabricator.com – 2003.
- [3.2] <http://www.waterjetparts.com> – Acedido em Julho de 2009.
- [4.1] R. Teale - The Concept of Specific Energy in Rock Drilling - International Journal of Rock Mechanics and Mining Science, Vol. 2, Nº1, 1965.
- [4.2] IIT Kharagpur University – Lesson 37, Water Jet and Abrasive Water Jet Machining - Mechanical Engineering, Non conventional Machining Course Literature - Kharagpur University.
- [4.3] Norma Nema B, em www.engineeringtoolbox.com, acedido em Maio de 2009.
- [4.4] T. J. Labus - Fluid Jet Technology, Fundamental and Applications, 5th ed - WaterJet Technology Association – 1989.
- [4.5] D. A. Summers - Waterjetting Technology – E & FN SPON, An Imprint of Chapman & Hall – 1995.
- [4.6] G. Wu, Z.Jing, S.Zhong – Studies of High Velocity Jets Impinging on a Flat Plate – 5th American Waterjet Conference, pgs 397-407 - WaterJet Technology Association – 1989.
- [4.7] Eric J. Chalmers - Pressure Fluctuation and Pressure Efficiency of Intensifier Pumps - 7th Waterjet Conference Proceedings, pg. 327-336 - WaterJet Technology Association – 1993.
- [4.8] P.W. Singh, D. Benson – Development of Phased Intensifier for Waterjet Cutting – Jet Cutting Technology - A. Lichtarowicz – Proceedings of the 11th International Conference on Jet Cutting Technology – Kluwer Academic Publishers – 1992.

- [4.9] Pumps for Abrasive Jet Cutting - Dr. J. H. Olsen, Contributing Writer – www.thefabricator.com – 2003.
- [4.10] Gene G. Yie – A Pulsation-Free Fluid Pressure Intensifier - 9th Waterjet Conference Proceedings, pg. 365-372 - WaterJet Technology Association – 1997.
- [4.11] Gene G. Yie – The Development of New Waterjet Pumps - 10th Waterjet Conference Proceedings, paper 39 - WaterJet Technology Association – 1999.
- [4.12] <http://www.sugino.com>, acedido em Julho de 2009.
- [4.13] Jet News – WaterJet Technology Association – Agosto 2009.
- [5.1] Decision making – The Analytic Hierarchy and Network Processes (AHP/ANP) - Journal of Systems Science and Systems Engineering - Vol. 13, No. 1, pp1-35, Março, 2004.
- [5.2] Thomas L. Saaty, - Decision Making for Leaders: The Analytic Hierarchy Process for Decisions in a Complex World: 1999/2000 Edition 2.
- [5.3] Multi-criteria decision analysis - <http://en.wikipedia.org/wiki/MCDA> - Outubro 2009.
- [5.4] www.waterjets.org – Fórum e Newsletter em waterjets@yahoogroups.com.
- [5.5] Eng. Álvaro Gouveia - Companhia de Equipamentos Industriais, Lda. – Julho 2009.